

**Jochen Neher**

**Rechnerische und experimentelle Untersuchungen  
der Schallabstrahlung bei Fahrzeuggetrieben**

Kraftfahrzeugtechnische Berichte  
Herausgegeben von Prof. Dr. Klaus Augsburg  
Fachgebiet Kraftfahrzeugtechnik an der  
TU Ilmenau

Band 3

# **Rechnerische und experimentelle Untersuchungen der Schallabstrahlung bei Fahrzeuggetrieben**

Jochen Neher



Universitätsverlag Ilmenau  
2012

# Impressum

## **Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek**

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Angaben sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

Diese Arbeit hat der Fakultät für Maschinenbau der Technischen Universität Ilmenau als Dissertation vorgelegen.

Tag der Einreichung: 10. Mai 2011

1. Gutachter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Klaus Augsburg  
(Technische Universität Ilmenau)

2. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Bernd Wender  
(Hochschule Ulm)

3. Gutachter: Dr.-Ing Klaus Kelkel  
(ZF Friedrichshafen AG)

Tag der Verteidigung: 19. Dezember 2011

Technische Universität Ilmenau/Universitätsbibliothek

**Universitätsverlag Ilmenau**

Postfach 10 05 65

98684 Ilmenau

[www.tu-ilmenau.de/universitaetsverlag](http://www.tu-ilmenau.de/universitaetsverlag)

## **Herstellung und Auslieferung**

Verlagshaus Monsenstein und Vannerdat OHG

Am Hawerkamp 31

48155 Münster

[www.mv-verlag.de](http://www.mv-verlag.de)

ISSN 1865-0880 (Druckausgabe)

ISBN 978-3-86360-020-4 (Druckausgabe)

URN urn:nbn:de:gbv:ilm1-2011000443

---

Titelfoto: Veit Henkel | Fakultät für Maschinenbau, TU Ilmenau



---

## Kurzfassung

Mit der vorliegenden Arbeit soll ein Beitrag zur Verbesserung der Akustiksimulation von Fahrzeuggetrieben geleistet werden. Zunächst wird das Betriebsgeräusch eines Getriebes bei konstanten Drehzahlen simuliert. Dabei wird eine Methode zur Entkopplung des rechenintensiven vom drehzahlabhängigen Teil der Simulation aufgezeigt. Ferner werden die berechneten Geräusche an einem PC-Arbeitsplatz auralisiert. Die Ergebnisse sind aufgrund getroffener Annahmen als Vorgriff zu verstehen, das synthetische Betriebsgeräusch hört sich jedoch authentisch an.

Die Bauteilverbindungs-Modellierung beeinflusst die Ergebnisse der Körperschallberechnung innerhalb der Akustiksimulation entscheidend. FE-Modelle mit Schraubenverbindungen und Wälzlagern werden deshalb schrittweise, separat und systematisch durch Messungen verifiziert. Nach der Klassifizierung von Simulationsmodellen für Schraubenverbindungen werden Modellvarianten abgeleitet und bei drei unterschiedlichen Getriebebaugruppen mit Flanschverbindungen umgesetzt. Die Ergebnisse der Rechnerischen Modalanalysen werden in einem breiten Frequenzbereich ausführlich mit Messungen verglichen. Weil sie annähernd Einzelbauteil-Qualität aufweisen, kann eine Modellierungs-Empfehlung gegeben werden. Bei ähnlichen Baugruppen sind die zu erwartende Ergebnislage und der Stellenwert von Schraubenverbindungen nun a priori abschätzbar. Das Nachgiebigkeitsverhalten von Wälzlagern wird durch linearisierte Steifigkeitsmatrizen beschrieben. Die FE-Modelle zweier Baugruppen werden bei relevanten Eigenfrequenzen mit Messungen an Getrieben mit stillstehenden Wellen verifiziert. Unsicherheiten bei der Wälzlagermodellierung und wichtige Einflüsse sind damit abschätzbar. Insgesamt wird mit den Untersuchungen zur Körperschallsimulation eine Entscheidungshilfe bei der Bauteilverbindungs-Modellierung gegeben.

An drei Getriebegehäusen mit unterschiedlich komplexen Abstrahlflächen werden auf Basis von Körper- und Luftschallmessungen sowie mittels hochwertiger FE-Modelle umfangreiche Untersuchungen der Luftschallsimulation mit der DBEM, der IBEM, der Fast-Multipole BEM und der FEM in einem breiten Frequenzbereich durchgeführt. Durch messtechnisch optimierte Eingangsdaten werden die Abweichungen der Luftschallsimulation von der Messung separiert. Es zeigt sich, dass Schallkennfelder mit verschiedenen Verfahren sehr genau vorausberechnet werden können. Auch andere Aspekte zur Wahl des Simulationsverfahrens werden umfangreich diskutiert, beispielsweise die Rechenzeiten. Die Genauigkeit der Luftschall-

---

simulation lässt sich abhängig von der Komplexität der abstrahlenden Oberflächen darstellen. Die Ergebnisse eines verrippten Getriebegehäuses werden für Akustikmodelle mit und ohne Rippen ausgewertet, so dass der Einfluss der Vernachlässigung dieser Geometriedetails erkennbar wird. Ferner werden verschiedene Möglichkeiten zur Verhinderung fiktiver Resonanzen bei der BEM bewertet. Insgesamt erweitert die vorliegende Arbeit die Möglichkeiten der Akustiksimulation in mehreren Bereichen.

---

## Abstract

The target of the thesis at hand is the improvement of the acoustic simulation of vehicle gearboxes. Initially, the operating noise of a gearbox at constant speed is simulated. A method is presented, which decouples the computationally intensive part from the speed-dependent part of the simulation. Furthermore, the auralisation of the calculated noise is done with a standard PC. The results are based on many assumptions, but the audible, synthetic sound of the virtual gearbox is authentic anyway.

The results of the structure-borne noise calculation within the acoustic simulation are influenced decisively by the modelling of the joints between components. Thus, FE-models with bolted joints and rolling bearings are verified by measurements stepwise, separately and systematically. After the classification of the models for bolted joints, several variants are derived and realised for three different gearbox assemblies with flange joints. The results of the modal analyses are compared with measurements in a wide frequency-range comprehensively. Since the assemblies reach approximately single-component-quality, a recommendation can be given for the modelling of bolted joints. The accuracy of the results and the significance of the bolted joints can now be estimated for similar assemblies a priori. The resilience of rolling bearings is modelled by linearised stiffness matrices. The FE-models of two assemblies are verified by measurements of gearboxes with non-rotating shafts at relevant eigenfrequencies. Therewith, uncertainties of the rolling bearing modelling and important influences are estimable. Altogether, the investigations of the structure-borne noise simulation are helpful for modelling-decisions of joints between components. Thus, costly verifications of similar models can be reduced in the future.

Extensive investigations of the sound radiation simulation are conducted for three gearbox housings with varying complexity of their radiating surfaces. DBEM, IBEM, Fast-Multipole BEM and FEM are applied for acoustic simulations in a wide frequency-range. The investigations are based on structure- and airborne-noise measurements along with high-quality FE-models. Input values are updated with measurements to separate the deviations of the sound radiation simulation. The results show that sound-fields can be predicted accurately with different methods. Other aspects for the choice of the appropriate simulation method are discussed comprehensively, for example the calculation times. The accuracy of the sound radiation simulation can be presented dependent on the complexity of the radiating surface. Acoustic models with and without ribs are evaluated for a ribbed gearbox housing to

---

show the influence of neglecting these geometry details. Furthermore, different methods to avoid fictitious resonances for BEM calculations are evaluated. Altogether, the thesis at hand extends the possibilities of acoustic simulations in several fields.

---

---

---

# Inhaltsverzeichnis

<b>Vorwort .....</b>	<b>XII</b>
<b>Formelzeichen und Abkürzungen .....</b>	<b>XIV</b>
<b>1 Einleitung.....</b>	<b>1</b>
1.1    Geräusche und Lärm von Fahrzeugen .....	1
1.2    Akustiksimulation von Fahrzeuggetrieben .....	5
1.3    Zielstellung der Arbeit .....	10
<b>2 Betriebsgeräusch-Simulation eines Getriebes mit Auralisierung .....</b>	<b>16</b>
2.1    Strukturanalyse.....	17
2.2    Akustikanalyse .....	20
2.3    Skalierung mit dem Anregungsspektrum.....	23
2.4    Auralisierung.....	25
2.5    Bewertung der Ergebnisse.....	28
<b>3 Modellierung von Bauteilverbindungen bei Getriebebaugruppen .....</b>	<b>31</b>
3.1    FE-Modell-Verifizierung .....	33
3.2    Einzelbauteil-Betrachtung.....	37
3.2.1    Getriebebauteile und Messdaten .....	37
3.2.2    FE-Modelle.....	38
3.2.3    Parameter-Anpassung und Modellgüte .....	39
3.3    Baugruppen mit Schraubenverbindungen .....	41
3.3.1    Untersuchte Baugruppen und Messergebnisse .....	42
3.3.2    FE-Modellierung von Schraubenverbindungen .....	51
3.3.3    Gegenüberstellung Rechnung und Messung .....	62
3.3.4    Modellierungs-Empfehlung .....	75
3.4    Baugruppen mit Wälzlagern .....	76
3.4.1    Untersuchte Wälzlager-Baugruppen .....	77
3.4.2    Modellierung von Wälzlagern.....	78
3.4.3    Steifigkeitsmatrizen zur Abbildung des Wälzlagerverhaltens ..	84
3.4.4    Simulation mit Sensitivitäts-Analyse .....	87

---

3.4.5	Generierung der Messdaten.....	92
3.4.6	Gegenüberstellung Rechnung und Messung.....	95
3.5	Zusammenfassung zur Modellierung von Bauteilverbindungen ...	102
<b>4</b>	<b>Luftschallsimulation bei Strukturen unterschiedlicher</b>	
	<b>Abstrahlflächen-Komplexität.....</b>	<b>108</b>
4.1	Messdaten-Beschreibung .....	110
4.2	Körperschall-Eingangsdaten .....	112
4.3	Bewertung der Körperschall-Eingangsdaten .....	115
4.4	Randelement-Methode für Abstrahlprobleme .....	119
4.5	Akustische Finite Elemente für Abstrahlprobleme.....	125
4.6	Gegenüberstellung der Luftschall-Ergebnisse .....	131
4.7	Weitere Erkenntnisse .....	142
4.8	Zusammenfassung der Erkenntnisse.....	150
<b>5</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick.....</b>	<b>153</b>
	<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>161</b>

---

## Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter im Fachgebiet Strukturmechanik und Akustik der Hochschule Ulm.

Herrn Professor Dr.-Ing. Klaus Augsburg von der Technischen Universität Ilmenau danke ich sehr für die Übernahme der Betreuung der Promotion. Die Zusammenkünfte in Ilmenau gaben mir viel Zuversicht und Anregungen für neue Ideen.

Herrn Dr.-Ing. Klaus Kelkel von der ZF Friedrichshafen AG danke ich für die Übernahme der Begutachtung und der damit verbundenen Arbeit. Dem Team der Abteilung TB-2 (Technische Berechnung) der ZF Friedrichshafen AG möchte ich darüber hinaus für die Unterstützung und die fachlichen Anregungen in den letzten Jahren danken. Der Einblick in die praktischen Probleme bei Fahrzeuggetrieben war eine wichtige Orientierung für diese Arbeit.

Herr Professor Dr.-Ing. Bernd Wender von der Hochschule Ulm hat durch seine wissenschaftliche Vorarbeit auf dem Gebiet der Getriebeakustik die Voraussetzungen für diese Arbeit geschaffen. Sein unermüdlicher Einsatz für das Akustiklabor ermöglichte es mir letztendlich, mich nach dem Fachhochschulstudium in dieser Form zu engagieren. Für die außergewöhnlich verlässliche und herzliche Zusammenarbeit möchte ich mich aufrichtig bedanken.

Den Mitarbeitern der TU Ilmenau danke ich für die gute Zusammenarbeit im Rahmen der Auralisierung des Hinterachsgetriebes aus Kapitel 2 sowie für Unterlagen und wichtige Hinweise, die mir die Eignungsprüfungen erleichterten.

Den Mitarbeitern des Rechenzentrums der Hochschule Ulm, insbesondere Herrn Dipl.-Ing. (FH) Thomas Glöckler, danke ich für zahlreiche IT-Lösungen.

Meinem Vorgänger, Herrn Dr.-Ing. Bernd Graf, danke ich für seine Unterstützung während der Anfangszeit und insbesondere für die Messdaten und Modelle, die Basis des vierten Kapitels dieser Arbeit sind.

Der Umfang dieser Arbeit wurde erst durch die tatkräftige Unterstützung vieler Studenten ermöglicht, die mir die Software-Einarbeitung erleichterten und zahlreiche „Fleißarbeiten“ durchführten. Diese Teamarbeit war mir stets eine große Freude bei der Arbeit.



---

Herr Professor Dr.-Ing. Michael Müller von der Hochschule Ulm hat mich bereits während des Studiums gefördert und war mir stets ein wichtiger Mentor in vielen Bereichen. Durch seine anschauliche Art der Wissensvermittlung hat er mir die Schwingungslehre sehr zugänglich gemacht.

Die wichtigste Grundlage für diese Arbeit war die vorbehaltlose Unterstützung meiner Freundin Theresa und meiner gesamten Familie auch in schwierigen Phasen.

---

## Formelzeichen und Abkürzungen

### Formelzeichen

$\emptyset$	Durchmesser
$\{\varphi_{TEST}\}$	Massennormierte Eigenform aus der Messung
$\{\varphi_{SIM}\}$	Massennormierte Eigenform aus der Simulation
$\{dF\}$	Vektor mit Eigenfrequenz-Abweichungen
$\omega$	Eigenkreisfrequenz
$\{v_{TEST}\}$	Vektor mit gemessenen Schnellen bei einer Eigenfrequenz
$\{v_{SIM}\}$	Vektor mit berechneten Schnellen bei einer Eigenfrequenz
$\{p_{TEST}\}$	Vektor mit gemessenen Luftschalldrücken bei einer Eigenfrequenz
$\{p_{SIM}\}$	Vektor mit berechneten Luftschalldrücken bei einer Eigenfrequenz
max	Maximalwert
mean	Mittelwert
stabw	Standardabweichung
T	Transformation
dOrder	Differenz aus Eigenfrequenz-Nummern
EF-ID	Eigenfrequenz-Nummer
[K]	Steifigkeitsmatrix
$[K_{IO}]$	Steifigkeitsmatrix zwischen Innen- und Außenring-Freiheitsgraden
[MAC]	MAC-Matrix (Modal Assurance Criterion)
v-MAC	Korrelationskennwert zweier Körperschallschnelle-Vektoren
p-MAC	Korrelationskennwert zweier Luftschalldruck-Vektoren

### Abkürzungen

BEM	Randelement-Methode (Boundary-Element-Method)
BGR	Baugruppe

---

BGRW	Baugruppe mit Wälzlagern
CMP	Modenpaar (Correlated Mode Pair)
D	Deckel
DBEM	Direkte Randelement-Methode
DC	Daimler Chrysler
DOE	Design of Experiments
E	Elastizitätsmodul
ECE	Economic Commission for Europe
EF	Eigenfrequenz
EKL	Elementkantenlänge
EMA	Experimentelle Modalanalyse
FEM	Finite Elemente Methode
FFT	Fast Fourier Transformation
FMBEM	Fast Multipole BEM
G	Gehäuse
GAG	Getriebe-Ausgleichsgehäuse
HAG	Hinterachsgetriebe
IBEM	Indirekte Randelement-Methode
IFFT	Inverse Fast Fourier Transformation
KG	Kupplungsglocke
MAC	Modal Assurance Criterion
MAX	Maximum
Max-Min	Streubreite
MPC	Multi Point Constraint
MW	Mittelwert
Nkw	Nutzkraftwagen
ODP	Overdetermination Point
OPG	Ovales Prinzip-Getriebegehäuse
PBGR	Prinzip-Baugruppe
PKG	Prinzip-Kupplungsglocke

---

Pkw	Personenkraftwagen
RA	Response Analyse
SIM	Simulation
TEST	Messung
UN	United Nations
VDA	Verband der Automobilindustrie
VGW	Vorgelegewelle
VR	Virtual Reality
WAVE	Waveform Audio File Format
WL	Wellenlänge

# 1 Einleitung

## 1.1 Geräusche und Lärm von Fahrzeugen

Nach einer Shell-Studie wird sich der globale Pkw-Bestand bis 2030 gegenüber 2009 verdoppeln [98]. In Deutschland kommen momentan auf 1000 Einwohner rund 500 Pkw, in China erst 23 und nur 12 in Indien [137]. Für 2011 wird vom VDA ein Rekordjahr für den weltweiten Pkw-Absatz prognostiziert [137], dafür ist insbesondere die Dynamik der Schwellenländer verantwortlich – individuelle Mobilitätsbedürfnisse sind kulturübergreifend und interkontinental. Außerdem werden in 20 Jahren laut UN etwa zwei Drittel der Weltbevölkerung in Städten mit mehr als 10 Millionen Einwohnern leben [159]. In Europa werden sich die Transporte in diesem Zeitraum gegenüber 2005 verdoppeln – mehr als 75 Prozent rollen dabei über die Straßen [94], und ein Großteil des europäischen Transitverkehrs steuert durch das dicht bevölkerte Deutschland. Summa summarum wird sich das Verkehrsaufkommen noch stärker ausweiten als bisher.

Weil Verkehrsvorgänge zu den volkswirtschaftlichen Basisfunktionen gehören, sind sie wichtig für eine positive wirtschaftliche Entwicklung [100]. Die Bevölkerung profitiert durch die individuelle Mobilität – in Deutschland zusätzlich durch die extreme wirtschaftliche Bedeutung der in großer Stückzahl abgesetzten, hochwertigen deutschen Oberklasse-Fahrzeuge. Gleichzeitig befindet sich jeder Fahrer eines Kraftfahrzeugs in der Verursacher-Rolle. Bereits jetzt fühlen sich 60 Prozent der Deutschen vom Straßenverkehr belästigt, etwa zwölf Prozent davon stark oder äußerst stark [91]. Straßenverkehrslärm steht auf Platz eins der als laut und störend empfundenen Geräusche [98] und mindert nicht nur die Lebensqualität sondern beeinträchtigt auch die Gesundheit: Lärm führt zu Stressreaktionen im menschlichen Organismus, die bei lang anhaltender Exposition zu chronischen Dysfunktionalitäten im menschlichen Körper führen können [4], [27], [34], [97]. So belasten die Folgen der Lärmeinwirkung neben der individuellen Gesundheit der Menschen auch die Krankenkassen. Parallel dazu hat sich Umweltbewusstsein zweifelsohne zu einem der bedeutendsten Megatrends der heutigen Gesellschaft entwickelt. In diesem Spannungsfeld von Widersprüchen sind technische Lösungen gefordert, die zukunftsorientierten Fortschritt unter Berücksichtigung der Wirkungen von Verkehrslärm auf Mensch und Umwelt ermöglichen, um eine hohe Lebensqualität sicherstellen zu können [34].

Der durch Lärmbelästigung entstehende volkswirtschaftliche Schaden wird daher durch objektiv kontrollierbare Vorgaben im Rahmen gesetzlicher Vorschriften eingeschränkt. In fast allen Ländern gibt es Grenzwerte und Prüfverfahren für Fahrzeugaußengeräusche. Die EU-Richtlinie 70/157/EEC regelt in Deutschland die Lärmemission in Verbindung mit der Straßenverkehrs-Zulassungsordnung des nationalen Rechts. Die Ergebnisse vorgeschriebener Messungen entscheiden über die Zulassung eines Fahrzeuges zum Straßenverkehr. Durch die zwischen 1970 und 1994 immer weiter verschärften Grenzwerte haben sich in den letzten Jahren die Lärmpegel von Kraftfahrzeugen stark reduziert, und extreme technische Erfolge wurden verzeichnet. So nahm die abgestrahlte Schallleistung von Nkws um 90% ab [109]. Moderne Limousinen der Oberklasse liegen mittlerweile im Wertebereich um 60 dB(A) bei 100 km/h [159]. Allerdings blieb wegen der steigenden Verkehrsflut dabei die Gesamtbelastung unverändert. Eine weitere Ursache dafür ist das in den meisten Ländern eingesetzte pegelbestimmende Messverfahren nach ISO-Standard 362. Trotz Senkung der Grenzwerte werden keine weiteren Verbesserungen der Lärmsituation mehr erzielt, weil das Verfahren für den Fahrbetrieb in Städten zu wenig repräsentativ ist. Außerdem werden durch die Bewertung der beschleunigten Vorbeifahrt leistungsstarke Fahrzeuge benachteiligt. Daher ist eine Änderung des Verfahrens beschlossen worden. In der UN/ECE Richtlinie Nr. 51 werden die beschleunigte Vorbeifahrt nicht nur mit Voll-, sondern auch mit Teillast und zudem die Konstantfahrt bewertet, was zu einem größeren Anteil des Reifengeräusches führt und damit zu einer realeren Kennwertbildung für die Belästigungssituation in urbanen Bereichen. Nach einer Übergangszeit, in der beide Verfahren Anwendung finden, ist mit einer Verschärfung der Grenzwerte zu rechnen, unter anderem, weil das neue Verfahren niedrigere Werte ausgibt [34], [108], [159].

Automobile sind wie kaum ein anderes Wirtschaftsgut sowohl durch rationale als auch durch emotionale Aspekte gekennzeichnet – welches Fahrzeug gekauft wird, ist dabei immer mehr Geschmacksache [34], [159]. Zu den gesetzlichen Vorschriften für die Lärmemission von Kraftfahrzeugen kommt daher zunehmend der Aspekt des Geräusch-Komforts hinzu. Käufer von Kraftfahrzeugen sind geräuschsensibel, und ihre im Unterbewusstsein vorgenommene akustische Beurteilung von Fahrzeugen nimmt als Differenzierungsmerkmal neben den Aspekten der Formgebung entscheidenden Einfluss auf die Kaufentscheidung [34], [108], [159]. Deshalb verbinden die Automobilhersteller dieses Kriterium mit dem Markenbewusstsein ihrer Kundschaft, indem sie ihren Produkten charakteristische akustische Merkmale aufprägen

und damit das Fahrgeräusch dem Fahrzeugcharakter entsprechend gestalten [99], [159]. Die Bedürfnisse der Fahrer und der potentiellen Käufer sollen durch entsprechende Maßnahmen befriedigt werden. Das Ziel der Hersteller ist es, Fahrzeuge zu bauen, die hinreichend leise sind und daneben von außen und von innen durch möglichst viele (potentielle) Kunden subjektiv als wohlklingend und komfortabel empfunden werden [48]. Diese Aufgabe hat durchaus dynamischen Charakter, betrachtet man die derzeitigen Halbwertszeiten von Modellen und technischen Lösungen. Der ständige Wandel führt zu immer neuen Lösungen und Erwartungen an die Akustik von Fahrzeugen. Beispielsweise werden durch Downsizing bestehende Konzepte verändert und durch Hybridantriebe zusätzliche und andersartige Komponenten mit neuen Wechselwirkungen und Betriebszuständen ins Fahrzeug integriert [25], [110]. Akustische Feedbacks müssen generiert und völlig neu gestaltet werden [34].

In Städten ist der Straßenverkehr die ausschlaggebende Lärmursache [98], [108]. In der Regel dominiert dabei die Verbrennungskraftmaschine der Kraftfahrzeuge [109]. Im Zusammenhang mit Verbrennungsmotoren treten Fahrzeuggetriebe durch ihre oft kastenähnliche Bauform mit großen Membranflächen und zur Schallabstrahlung neigenden, dünnen Wänden als Schall emittierende Lautsprecher auf. Immerhin etwa ein Drittel des Lärms eines Motor-Getriebe-Verbundes wird von den Getriebe-Oberflächen emittiert. Der Großteil dieses Anteils ist motorinduziert, was auch daran erkannt werden kann, dass die Kurbelwellenkräfte bei Pkw-Antrieben mitunter mehr als 40 dB über den Getriebewellenkräften liegen [134]. Das von Getrieben abgestrahlte Geräusch gehört damit zu den bedeutendsten Schallquellen des Antriebes [43]. Es ist zwar in der Regel nicht pegelbestimmend, doch sein tonaler Charakter kann vor allem neben anderen bereits akustisch optimierten Komponenten als Stör- oder „Kaputt“-Geräusch empfunden werden. Solche scheinbaren Qualitätsprobleme spielen bei Getriebegeräuschen eine maßgebliche Rolle [34]. Wenn andere Geräuschquellen durch Optimierungsmaßnahmen oder im rein elektrischen Betriebszustand eines Fahrzeugs mit Power-Split-Konzept entsprechend in den Hintergrund treten und es zu einer „Demaskierung“ des sonst nicht so deutlich wahrnehmbaren Getriebegeräusches kommt, kann es auch sehr deutlich aus dem Antriebsgeräusch hervortreten und das Gesamtschallabstrahlungsverhalten des Verbrennungsmotors signifikant beeinträchtigen [34], [110], [159]. Dabei regt in der Regel das Getriebe selbst zu Schwingungen an. Die Phänomene Heulen und Rasseln sind bauartbedingte Getriebegeräusche und führen am typischsten zu Komfortproblemen [34]. Weitere Geräuschphänomene wie Mahlgeräusche in den

Wälzlager- oder Schaltgeräusche können ebenfalls auftreten, sind aber nicht typisch und spielen somit nur eine untergeordnete Rolle [34], [39]. Das tonale Heulen resultiert aus Eingriffsstößen infolge von geometrischen Abweichungen und parametererregten Schwingungen durch veränderliche Zahnsteifigkeiten sowie aus Abwälzgeräuschen durch ungünstige Oberflächenbeschaffenheiten der Zähne. Impulsartiges Rasseln wird von Losteilschwingungen lastfreier Getriebebestufen durch Torsionsschwingungen der Losräder und Synchronringe verursacht [100], [134]. Für die Beurteilung der Lästigkeit solcher Geräusche werden unter anderem in [2] und [51] Kennwerte erarbeitet. Das Getriebegeräusch ist also zur Beurteilung der Geräuschqualität eines Fahrzeugs besonders wichtig und auch deshalb zunehmend relevant, weil eine motorseitige Reduzierung der Außengeräusch-Pegel oft nur noch mit sehr hohem technischem Aufwand möglich ist [34].

Getriebegeräusche lassen sich entsprechend der maschinenakustischen Grundgleichung [68] primär bei der Anregung, der Übertragung oder der Abstrahlung und sekundär durch Dämmen oder Dämpfen des abgestrahlten Luftschalls beeinflussen [100]. Die Beeinflussung der Anregung, etwa durch Einsatz von Schrägverzahnungen, nimmt einen wichtigen Platz ein [48], [100]. Daneben ist es auch möglich, allein durch die konstruktive Gehäusegestaltung die Abstrahlneigung von Getrieben zu beeinflussen [42], [100]. Gerade wegen der oft dominierenden indirekten Anregung über den Motor ist dieses Vorgehen besonders bedeutsam und wird oft angewendet [142], [145], [146], [147], [148], [150]. Eine Kapselung unterbindet die Schallabstrahlung fast komplett, sie ist aber wegen der großen zusätzlich aufgetragenen Masse, aus thermischen Gründen und wegen der hohen Kosten nicht empfehlenswert [100].

Neue Herausforderungen, steigende Komfortansprüche der Kunden und zunehmender Wettbewerbsdruck erfordern geeignete Werkzeuge zur Umsetzung von Lärminderungs- beziehungsweise Geräuschgestaltungsmaßnahmen. Die Simulation abgestrahlter Fahrzeuggetriebe-Geräusche findet seit Jahren zunehmend Anwendung. Dadurch kann der Entwicklungsprozess – zurzeit dauert die Entwicklung eines Pkw-/ Nkw-Getriebes circa 36/ 66 Wochen [100] – verkürzt werden. Im Gegensatz zur aufwendigen experimentellen Prototypenuntersuchungen ist es zudem möglich, NVH-Aspekte bereits früher im Entwicklungsprozess zu implementieren und Optimierungen an virtuellen Objekten vorzunehmen [108], so dass überproportional höhere Kosten bei späteren Konzeptänderungen vermieden werden [159]. Die Simulation des akustischen Verhaltens von Fahrzeuggetrieben ist eine durchaus anspruchsvolle Aufgabe, die nicht separat betrachtet werden kann. Vor dem



Luftschall muss zunächst der Körperschall simuliert werden. Außerdem führt die Interaktion der Getriebebaugruppe mit weiteren Subsystemen des Antriebsstranges oft zu unerwartetem akustischen Verhalten und kann daher häufig nicht vernachlässigt werden.

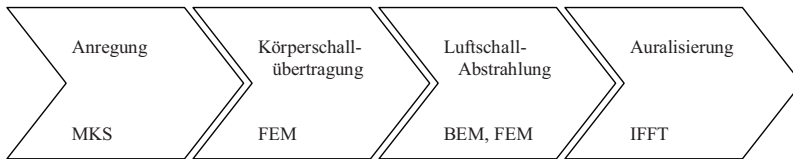
Im Zusammenhang mit der Simulation ist der vielseitige Einsatz von Messungen heute Stand der Technik. Einzelbauteil-, Subsystem- und Gesamtsystem-Modelle werden zum einen durch Messungen an Einzelbauteilen, Komponentenprüfständen oder im Gesamtfahrzeug verifiziert. Zum anderen werden numerische Modelle bestimmter Teilsysteme mit gemessenen Eigenschaften anderer Teilsysteme zu einer Gesamtsystemaussage kombiniert [159], wie zum Beispiel bei der Ermittlung des Fahrzeuginnengeräusches in [106] und [114].

Für die Optimierung des Geräusch-Abstrahlverhaltens von Fahrzeuggetrieben durch gezielte Veränderung verschiedener Einflussgrößen ist daher die akustische Simulation durch eine mit Messungen validierte Rechenkette Voraussetzung. Sie soll das akustische Verhalten von der Anregung der Struktur bis zum menschlichen Gehör beschreiben. Je nach Anwendungsfall soll die Rechenkette dabei vollständig oder nur in Teilen im Bereich der Getriebe-Simulation oder auch in Kombination mit anderen Fahrzeug-Komponenten für gesamtheitliche Zielstellungen verwendet werden. Neben der Geräusch-Optimierung im Einzelfall ist der Einsatz zur Erstellung von Parameterstudien eine wichtige Aufgabe, um Richtlinien für die Konstruktion zu erarbeiten, so dass Varianten und lange Rechenzeiten mitunter vermieden werden können.

## **1.2 Akustiksimulation von Fahrzeuggetrieben**

Für die Berechnung der Schallabstrahlung von Fahrzeuggetrieben wird von Wender et al. ein inzwischen oft angewandtes Verfahren eingesetzt, das die Finite-Element-Methode (FEM) mit einem nicht kommerziellen DBEM-Solver (Direkte Randelement-Methode) kombiniert [150]. Dieses wird in [147] erfolgreich für die Optimierung von Gehäuseformen und in [145], [146], [148] zur Rippengestaltung eingesetzt. Graf validiert die Berechnungskette in [42] für Getriebegehäuse-Einzelbauteile durch einen stufenweisen Abgleich mit Messungen und führt außerdem Parameterstudien zur konstruktiven Gestaltung akustisch optimierter Getriebegehäuse-Verrippungen durch. Die vorliegende Arbeit knüpft an dieser Stelle an. Bevor auf die konkrete Zielstellung eingegangen wird, soll zur Herstellung des Gesamtzusammenhangs zunächst eine mögliche „Rechenkette“ zur akustischen Simulation von Getrieben nach dem heutigen Stand der Technik be-

schrieben werden. Abb. 1-1 zeigt ein solches Verfahren, das aus vier Schritten besteht und sich nach der maschinenakustischen Übertragungskette gliedert.



**Abb. 1-1 Rechenkette zur akustischen Simulation von Getrieben**

Die Anregung der Struktur kann unter Einsatz der Mehrkörper-Simulation (MKS) ermittelt werden. Sie hat ihre Stärken bei der Beschreibung der Kinetik und der Dynamik starrer Körper mit großen Auslenkungen – innere Erregerkräfte an Zahnflanken und die dadurch verursachten Reaktionskräfte in den Lagern können so bestimmt werden. Mittlerweile ist dabei die Einbindung elastischer Bauteile aus FE-Systemen möglich [132]. Das MKS-Modell umfasst die gesamte Struktur mit Schwerpunkt auf der Abbildung beweglicher Bauteile. Entsprechend den untersuchten Betriebspunkten werden nicht bewegliche Bauteile meist vereinfacht abgebildet, zum Beispiel durch Kondensation. Die MKS wird zunehmend für die Simulation komplexer Anregungsmechanismen eingesetzt, wie zum Beispiel bei Planetenradgetrieben oder bei der akustischen Optimierung des Laufzeuges im Hinblick auf nichtlineare Rassel- und Heulphänomene [34]. Innerhalb von Rechenkettensimulationen zur Akustiksimulation mit detaillierter Untersuchung der Anregungsvorgänge kommt sie in der Literatur zum Beispiel in [134] und [39] bei der akustischen Untersuchung eines Motor-Getriebe-Verbundes oder in [106] zur Optimierung des Motorgeräusches vor. Als Glied zur Schallabstrahlungsberechnung eines Radsatzgetriebes für einen Regionalzug findet die MKS in [80] Anwendung, wobei ein vorgeschaltetes Simulationstool zur Zahnkontaktanalyse eingesetzt wird, das die Eingangsgrößen liefert.

Im zweiten Schritt wird das Strukturübertragungsverhalten mit der FEM berechnet. Diese ist im Vergleich zur MKS für die Berücksichtigung sehr vieler Freiheitsgrade bei hochfrequenten Schwingungen wesentlich effizienter und wird meist zur Berechnung des dynamischen Verhaltens komplexer Strukturen eingesetzt [108]. Nach dem Aufbau eines FE-Modells, dessen Detaillierungsgrad sich im Wesentlichen an den zu berechnenden Frequenzen orientiert, werden zunächst die äußeren Kräfte und die Dämpfung zu Null gesetzt, um nach einer Rechnerischen Modalanalyse die physikalischen

Freiheitsgrade in den Modalraum zu transformieren. Dadurch lässt sich die Dimension des Gleichungssystems auf die Anzahl der im untersuchten Frequenzbereich relevanten Eigenformen reduzieren. In einer Frequenzgang-Analyse kann schließlich mit wenig Aufwand die eingeschwungene Antwort auf die harmonischen Lasten durch modale Superposition berechnet werden [42]. Dafür können beispielsweise die aus der MKS-Simulation im Zeitbereich berechneten dynamischen Reaktionskräfte der Wellenlager in den Frequenzbereich transformiert und an den Lagerstellen übertragen werden. Der Vektor der äußeren Lasten wird schließlich in eine modale Kraft überführt. Weil sich dieses Verfahren der FEM auf die Beschreibung relativ kleiner Auslenkungen beschränkt, liegt die Schnittstelle bei Einbindung der MKS-Ergebnisse zwischen rotierenden und stillstehenden Bauteilen sehr günstig. Neben den schwingungsanregenden Kräften wird für jeden Eigenvektor eine proportionale modale Dämpfung definiert, die wesentlichen Einfluss auf die Amplituden der Resonanzstellen hat.

Als Alternative zur Berechnung der Schwingungsantwort im Frequenzbereich kann die Lösung auch direkt im Zeitbereich ermittelt werden. Dabei werden jedoch strukturelle Schwächen weniger leicht erkannt. Außerdem soll die anschließende Schallabstrahlungsberechnung ebenfalls im Frequenzbereich durchgeführt werden, so dass eine Fourier-Transformation eingespart werden kann.

Nachdem die Knotenverschiebungen bzw. die Oberflächenschnellen der Struktur nach den ersten beiden Schritten des Verfahrens vorliegen, wird im nächsten Schritt die numerisch erheblich schwierigere Ausbreitung des Schalls im Fluid beschrieben. Struktur und Fluid werden dabei für Fahrzeuggetriebe unabhängig voneinander behandelt, es liegt also kein gekoppeltes System vor. Aus dem Abstrahlproblem kann ein Randwertproblem formuliert werden, bei dem die Helmholtz-Gleichung zur Beschreibung der Vorgänge innerhalb des akustischen Mediums, die Randbedingung zur Beschreibung der Schwingungen auf der Umrandung der Struktur und die Sommerfeldbedingung, die sicherstellt, dass aus dem Unendlichen keine Wellen reflektiert werden, erfüllt werden müssen [68]. Wenn es sich nicht um sehr einfache Geometrien (Kugel, Zylinder) handelt, müssen numerische Näherungslösungen ermittelt werden. Üblicherweise werden dafür die BEM oder alternativ die FEM eingesetzt. Beide Verfahren verwenden die vorliegenden Strukturschwingungen der abstrahlenden Bauteiloberflächen als Eingangsgrößen und haben unterschiedliche Vorteile, die in [34], [49], [68], [83] diskutiert werden.

Bei Verwendung der BEM ist der Modellaufbau relativ einfach, weil die Schallabstrahlung ins Unendliche vollständig in der Formulierung enthalten ist und die Vorgänge innerhalb des Fluids allein durch die physikalischen Größen auf der Berandung ausgedrückt werden. Dadurch muss lediglich die abstrahlende Strukturoberfläche durch Elemente mit entsprechenden Verschiebungen bzw. Schnellen als Randbedingung beschrieben werden, so dass im Gegensatz zur kompletten Vernetzung des Fluidvolumens bei der FEM eine Dimension eingespart wird. Die weit entwickelten und verbreiteten Lösungsalgorithmen der FEM können aber nicht eingesetzt werden, weil bei der BEM Gleichungssysteme mit voll besetzten, oft unsymmetrischen Koeffizientenmatrizen zu lösen sind. Als Ergebnis liegen Schalldrücke und -schnellen an vorher definierten, virtuellen Messstellen (Feldpunkte) vor. Insbesondere die mittlerweile in kommerziellen Akustikprogrammen integrierte Fast Multipole BEM (FMBEM) begünstigt den Einsatz der BEM, weil der Trend zu immer größeren Modellen und höheren Frequenzen geht, was komplexere Netze mit mehr Elementen zur Folge hat [92]. Nach [92] ist diese Methode deshalb gerade für die großen Modelle komplexer Getriebegehäuse interessant. Die FMBEM ist eine Weiterentwicklung der BEM für den Einsatz bei sehr großen Modellen, die mit der klassischen BEM (Eignung bis circa 25.000 Knoten) praktisch nicht lösbar sind. Die Effizienzsteigerung wird durch ein hierarchisches Cluster-Verfahren und die Multipol-Entwicklung der Fundamentallösung erreicht. Im Zusammenspiel mit einem iterativen Gleichungslöser ist es möglich, BEM-Simulationen mit mehr als 100.000 Elementen durchzuführen [34].

Bei der Berechnung der Schallkenngrößen mit der FEM wird ein Gleichungssystem aufgebaut, das formal dem strukturmechanischen FEM-System entspricht [49], [68]. Zur Lösung äußerer Abstrahlprobleme können infinite (auch: halbbunendliche) Elemente eingesetzt werden, um die Sommerfeldbedingung zur Unterdrückung von Reflexionen zu erfüllen, ohne dass das Fluid bis ins Unendliche vernetzt werden muss [19], [24], [55], [61]. Diese Elemente werden auf einer relativ beliebig wählbaren Hilfsfläche [157] außerhalb des abstrahlenden Randes angeordnet, unterteilen das Außengebiet und erstrecken sich bis in das Unendliche. Sie sind numerisch sehr effizient und genau und sind in kommerziellen Softwarepaketen erhältlich. Das Gebiet zwischen Rand und Hilfsfläche wird mit akustischen Finiten Elementen gefüllt [68]. Infinite Elemente sind in Abstrahlrichtung ausgerichtet. Das äußere Gebiet wird durch die Ausdehnung der lokalen Elementkoordinaten bis ins Unendliche erfasst [157]. Alternativen zur Verwendung infiniter Elemente sind am äußeren Rand der Finiten Elemente aufgebrachte

Randbedingungen [37], [49] oder eine dämpfende PML-Schicht (Perfectly Matched Layer), die Schallwellen ungehindert aufnimmt und absorbiert [55], [60].

Als Ergebnis der FE-Simulation liegen ebenfalls Schalldrücke und -schnellen an allen Knoten des Fluidnetzes vor. Diese Vorgehensweise ist besonders attraktiv, weil FE-Programme weit verbreitet sind und die Numerik sehr stabil ist. Bei der Schallabstrahlungsrechnung eines Verbrennungsmotors wird die Anwendbarkeit dieses Verfahrens durch den Abgleich mit gemessenen Schallintensitäten zwischen 200 und 2000 Hz beispielweise in [61] nachgewiesen. Außerdem werden Finite Elemente auch in [80] am Beispiel eines Radsatzgetriebes und in [43] bei einem Nkw-Antrieb zur Schallabstrahlungsberechnung eingesetzt. Nach [68] sind sie das leistungsfähigste Werkzeug zur Berechnung des äußeren Abstrahlproblems.

Neben der FEM und der BEM können auch andere Methoden für akustische Berechnungen eingesetzt werden. Die Rayleigh-Methode wird verwendet, um den Aufwand von BEM-Rechnungen erheblich zu reduzieren. Bei dieser vereinfachten BEM-Rechnung werden alle Elemente unabhängig voneinander betrachtet. Der Schalldruck an einem Punkt entsteht durch Addition der Druckanteile aller Elemente, wobei angenommen wird, dass jedes Element lokal in eine unendlich ausgedehnte starre Wand eingespannt ist. Dadurch reduziert sich die Randintegralgleichung auf eine einfache analytische Formel, die als Rayleigh-Integral bekannt ist [34]. Weil Reflexionen und Beugungen der akustischen Wellen nicht berücksichtigt werden, können die Ergebnisse bei komplexeren Geometrien allerdings sehr ungenau werden [64], was jedoch nicht a priori erkannt werden kann [157].

Die Statistische Energieanalyse (SEA) ist die bekannteste akustische Berechnungsmethode basierend auf einer Energiebetrachtung und wird üblicherweise im Frequenzbereich ab 500 Hz eingesetzt [108], wobei die Modendichte für gute Näherungen hoch genug sein muss [159]. Die Beschreibung der Eingangsgrößen ist dabei schwieriger, und diese liegen aus den vorhergehenden FEM-Berechnungen auch nicht direkt vor, was zu hohen Modellierungskosten führt. Wesentlich kürzere Rechenzeiten und das Vorkommen zu vieler Moden für genauere Betrachtungen im höheren Frequenzbereich führen teilweise trotzdem zum Einsatz dieses Verfahrens im Bereich Motor und Getriebe [39].

Das letzte Glied der Rechenkette beschreibt die Präsentation der berechneten Ergebnisse durch die Auralisierung (Hörbarmachung). Die Auralisierung ist ein Werkzeug zur Bewertung akustischer Maßnahmen und erlaubt es, Er-

gebnisse von Schallabstrahlungsberechnungen neben Spezialisten einem breiten Publikum verständlich und übersichtlich zur Verfügung zu stellen. Produkte werden dadurch sehr früh im Entwicklungsprozess begreif- und bewertbar. Dadurch können Fehler in frühen Entwicklungsphasen behoben werden [144]. Die im Frequenzbereich dargestellten Ergebnisse müssen dafür wieder in den Zeitbereich transformiert und entsprechend aufbereitet werden, so dass am Trommelfell des Hörers der entsprechende Schalleindruck ankommt. Das kann mit unterschiedlich großem Aufwand umgesetzt werden. Manche Akustiksimulationsprogramme erlauben die Ergebnisausgabe über eine Klangdatei [155]. Die richtungsabhängige Präsentation der Schallinformation mit simultaner Visualisierung in einer virtuellen Umgebung ist eine weitere, weit aufwendigere Möglichkeit [50], [54], [144].

Damit ist eine mögliche Berechnungskette beschrieben, die für sehr unterschiedliche akustische Fragestellungen am Fahrzeuggetriebe eingesetzt werden kann. Neben ihrer gesamten Verwendung, z.B. zum Vergleich der Schallabstrahlung verschiedener Getriebevarianten, ist für die meisten Anwendungen der Einsatz von Teilen der Rechenkette ausreichend. Als Beispiele sind gezielte Optimierungsmaßnahmen bei der Anregung oder beim Übertragungsverhalten nach der Gesamtanalyse einer Getriebevariante üblich. Außerdem kann die Modellierung zum Teil stark vereinfacht werden, wenn Unschärfen bekannt sind oder wenn es darum geht, experimentell schwer zugängliche bzw. visualisierbare Sachverhalte zu klären [100]. Einzelne Schritte können auch ersetzt werden, beispielsweise kann durch die Aufsummierung der Schnellequadrate über die gesamte Getriebeoberfläche die Schallabstrahlungsberechnung zunächst umgangen werden. So können Auffälligkeiten der Körperschallrechnung frühzeitig analysiert und Optimierungen mittels weiterer Variationsrechnungen auf ihre Wirksamkeit hin überprüft werden [34].

### 1.3 Zielstellung der Arbeit

Diese Arbeit soll einen Beitrag zur Verbesserung der Anwendbarkeit der aufgezeigten Rechenkette zur akustischen Simulation von Getrieben leisten. Anhand praxisrelevanter Beispiele und möglichst im Abgleich mit Messungen soll dieses Ziel ausgehend von den beschriebenen Arbeiten von Wender und Graf erreicht werden.

- Simulierte Getriebegeräusche (Kapitel 2)

Das Betriebsgeräusch eines Hinterachsgetriebes soll für verschiedene konstante Drehzahlen auf Basis der durch Graf in [42] für Einzelbauteile vali-

dierten FEM-/ BEM-Rechnung simuliert werden. Unsicherheiten bei der Baugruppen-Simulation sollen dabei aufgezeigt werden. Darüber hinaus sollen die simulierten Ergebnisse auralisiert werden, um den vorherrschenden Defiziten bei der Modellierung des akustischen Verhaltens technischer Produkte [50] entgegenzuwirken. Die Ergebnisse werden also zu einem frühen Zeitpunkt im Entwicklungsprozess in leicht zugänglicher Form präsentiert. Der zunehmenden Bedeutung akustischer Kriterien soll mit diesem Werkzeug zur Beurteilung simulierter Geräusche Rechnung getragen werden.

Hier ist anzumerken, dass die Auralisierung für Fahrzeuggeräusche zwar allgemein zunehmend Anwendung findet [159], in der Fahrzeuggetriebe-Akustik die Einbindung der Auralisierung simulierter Ergebnisse bislang aber nicht Stand der Technik ist. So kann die Entwicklung einen Schritt vorangetrieben werden.

- Simulation von Bauteilverbindungen (Kapitel 3)

Die Qualität der Eingangsgrößen der Schallabstrahlungsberechnung hat entscheidenden Einfluss auf die Ergebnisse [34]. So zeigt Graf am Beispiel von Getriebegehäusen, dass allein durch die Anpassung der Mittelwerte simulierter Eingangsgrößen an Messergebnisse die Streubreite der Abweichungen zwischen Rechnung und Messung um circa 10 dB verringert wird [42]. Dieser immense Unterschied ergibt sich, obwohl bereits mit Messungen „upgedatete“ Modelle eingesetzt werden. Es wird außerdem aufgezeigt, dass die Abweichungen der Ergebnisse der Schallabstrahlungsberechnung als letztes Glied der Rechenkette von den Messwerten für einfache Getriebegehäuse nur bei wenigen dB liegen. Bei der Körperschall-Simulation treten aber in der Regel große Unsicherheiten auf [82], sodass die rechenintensive Simulation der Schallabstrahlung meist nur stark vereinfacht durchgeführt [43], [106] oder durch die Auswertung der über die Strukturoberfläche summierten Schnellepegel ersetzt wird [39]. Damit bleiben die Potenziale der Schallabstrahlungsberechnung aufgrund unzureichender Eingangsdaten häufig ungenutzt, und große Abweichungen von Schalldrücken zwischen Rechnung und Messung werden ungerechtfertigter Weise der Luftschallsimulation zugeschrieben, wenn nicht auch der Körperschall mit Messungen abgeglichen wird.

Ein wesentlicher Grund für die Abweichungen des simulierten Körperschalls von Messwerten ist die Verwendung unzureichender Bauteilverbindungs-Modelle, die für den jeweiligen Frequenzbereich oft nicht ausreichend detailliert sind. Sie bestimmen in entscheidendem Maße die Qualität der simulier-

ten Körperschall-Ergebnisse von Baugruppen [47] und sind oft sogar wichtiger als akkurate Einzelbauteil-Modelle [143]. Diese werden im Gegensatz zu Modellen von Baugruppen in vielen Veröffentlichungen mit Messungen verifiziert und upgedatet, wohingegen der Modellierung von Bauteilverbindungen meist zu wenig Aufmerksamkeit geschenkt wird.

Starke Vereinfachungen werden auch deshalb häufig gewählt, weil eine Verifizierung von Gesamtmodellen sehr arbeitsintensiv und oft nicht mit vertretbarem Zeitaufwand durchführbar ist. Gerade für Getriebe sind die Folgen besonders weitreichend, weil der Großteil des Körperschalls motorinduziert ist [39] und damit über viele Bauteilverbindungen hinweg vom Ort der Anregung zur Abstrahlung gelangt. Außerdem entstehen bei der Zusammenführung des Getriebes mit anderen Subsystemen unter Umständen weitere unerwünschte Geräusche [39]. Das akustische Verhalten so entstandener Gesamtsysteme kann ebenfalls nur durch ausreichend gute Bauteilverbindungs-Modelle zwischen Subsystemen prognostiziert werden. Das Defizit bei der Simulation von Bauteilverbindungen wird auch von Pflüger in [108] benannt und mit laufenden Forschungsarbeiten im Zusammenhang mit dem Abgleich mit realen Bauteilen in Verbindung gebracht.

Ein weiteres Ziel dieser Arbeit besteht deshalb darin, den von Graf in [42] für Getriebegehäuse-Einzelbauteile validierten Teil der Rechenkette unter besonderer Beachtung der Bauteilverbindungen qualifiziert auf Baugruppen auszuweiten. Dafür sollen gängige Verbindungsmodelle aus der Literatur aufgegriffen und auf ihre Eignung für die Akustiksimulation von Fahrzeuggetrieben hin untersucht werden. Es soll damit eine Entscheidungshilfe für die Wahl der nur sehr aufwendig zu verifizierenden Bauteilverbindungs-Modelle geschaffen werden. Die Komplexität der schallabstrahlenden Oberflächen der Baugruppen soll im Vergleich zu Einzelbauteilen zunächst als gleichbleibend angenommen werden. Somit ist lediglich die Körperschall-Simulation von der Ausweitung betroffen, was im Allgemeinen elastische MKS- und FE-Modelle in ähnlicher Weise betrifft. Es soll jedoch ausschließlich mit FE-Modellen gearbeitet werden. Das ist ausreichend, weil Erkenntnisse zur Modellierung von Verbindungen für beide Verfahren verwendet werden können. Die Untersuchung von Bauteilverbindungen soll sich ferner auf Schraubenverbindungen und Wälzlager beschränken. Damit wird ein großer Teil der für Getriebebaugruppen relevanten Verbindungen abgedeckt.

- Schallabstrahlungsberechnung (Kapitel 4)

Die Ergebnisse der Validierung der Schallabstrahlungsberechnung durch Graf [42] zeigen deutlich, dass bei Fahrzeuggetriebe-Gehäusen mit komple-



zen Abstrahlflächen wesentlich größere Abweichungen zwischen Rechnung und Messung auftreten als bei relativ einfachen Strukturen, deren Ergebnisse auf wenige dB genau mit Messungen übereinstimmen. Der Unterschied in der Streubreite der Abweichungen beträgt je nach Abstrahlflächen-Komplexität bis zu circa 8 dB und ist aufgrund des schrittweisen Abgleichs maßgeblich auf die Schallabstrahlung selbst zurückzuführen. Als Grund für die großen Abweichungen führt Graf die starke Vereinfachung hochgradig komplexer Abstrahlflächen im BE-Modell durch Vernachlässigung der Verrippungen auf. Diese wird durch zunehmend auftretende Konvergenzprobleme des nicht kommerziellen DBEM-Solvers bei Berücksichtigung der Verrippung und durch ähnliche Untersuchungen mit vernachlässigten Rippen [93] begründet.

Die Vernachlässigung von Geometriedetails wie Rippen und Bohrungen in BE-Modellen ist trotz des starken Einflusses auf den Körperschall gängige Praxis, weil dadurch weniger manuelle Nacharbeit an den Akustiknetzen nötig wird, und weil für die kleineren Modelle deutlich geringere Rechenzeit entstehen – die Knotenanzahl der Modelle geht mit dritter Potenz in die Rechenzeit ein [140]. Allerdings müssen auch bei Priorisierung der Rechenzeit Netze mit ausreichender Qualität verwendet werden. Es stellt sich also die Frage, ob die Vernachlässigung der Rippen in solchen Fällen zulässig ist. Dafür muss ihr Einfluss auf die Ergebnisse untersucht werden.

Herrin empfiehlt, Elemente in Schallabstrahlungsmodellen zu vernachlässigen, die wesentlich kleiner als die Wellenlänge des Luftschalls sind. Für den Fall einer komplexen Schnelleverteilung befürwortet er allerdings ein feineres Netz als es für die Abstrahlung selbst nötig wäre, um die Fluid-Anregung richtig abzubilden [49]. Zaleski legt auf Basis von Untersuchungen einer verrippten Platte in [157] fest, Rippen zu vernachlässigen, deren Höhe kleiner als ein Zehntel der Wellenlänge ist. Le Moyne nennt ein Sechstel als gängig verwendeten Grenzwert [85], [86], der allerdings lediglich vom Standard-Kriterium für die maximal zulässige Elementkantenlänge abgeleitet ist und einer großzügigeren Vernachlässigung entspricht. Diesen konkreten Anhaltswerten zufolge dürfen bei dem komplexen Gehäuse von Graf die 1,5 cm hohen Rippen unter 2300 bzw. 3800 Hz vernachlässigt werden.

Weiterhin untersuchen Le Moyne et al. in [85] und [86] ausführlich die Problematik der Modellierung von Rippen. Verrippungen wirken sich auf den Körperschall aus, sind Schallquelle bei Rippen-Schwingungen und reflektierendes Hindernis für die Luftschallausbreitung. Die letzten beiden Effekte können nur durch die Berücksichtigung von Rippen im BE-Modell abgebildet werden. Ein einziges Kriterium zur Entscheidung über die Vernachlässi-

gung der Rippen wird aufgrund der unterschiedlichen Effekte nicht als ausreichend erachtet. In [85] wird in diesem Zusammenhang der bedeutende Einfluss von Rippen auf Schallfelder experimentell und rechnerisch übereinstimmend am Beispiel unterschiedlich stark verrippter Platten ebenso nachgewiesen wie die Unabhängigkeit des Einflusses vom oben aufgeführten Standard-Kriterium. Die separate Untersuchung der Effekte zeigt insbesondere, dass Rippen nicht selbst schwingen müssen, um Einfluss auf das Schallfeld zu nehmen, sondern auch als Schallquelle wirken können, wenn sie nur mit anderen Moden mitschwingen. Die Schallabstrahlung eines stark verrippten Getriebegehäuses wird in [86] mit BE-Modellen unterschiedlicher Ansätze beispielhaft an drei global und lokal ausgeprägten Eigenformen berechnet. Rippen werden verschieden detailliert zweidimensional oder gar nicht in die Modellierung einbezogen. Der anschließende Vergleich der simulierten abgestrahlten Schallleistungen zeigt, dass die Modellierung der Rippen mitunter starken Einfluss auf die Ergebnisse hat. Insbesondere die Behinderung der Schallabstrahlung durch Rippen wird durch Extraktion der Effekte als Ursache ausfindig gemacht.

Zusammenfassend zeigen die genannten Grenzwerte und die aufgeführten Untersuchungen an einem Getriebegehäuse in [86], dass die Vernachlässigung der Rippen durchaus ursächlich für die in [42] beschriebenen auffälligen Abweichungen zwischen Rechnung und Messung bei Getriebegehäusen bis 4000 Hz sein kann. Die Notwendigkeit einer Berücksichtigung von Verrippungen kann nicht generell aus den Arbeiten abgeleitet werden, ihre Vernachlässigung im Modell kann gleichzeitig jedoch auch nicht als Ursache von Rechnungsfehlern ausgeschlossen werden.

Das Ziel dieses Teils der vorliegenden Arbeit besteht daher in der Simulation der Schallabstrahlung komplexer Getriebegehäuse auch unter Berücksichtigung der Verrippungen, so dass die Anregung des Fluids und die Luftschallausbreitung möglichst realitätsnah erfasst werden. Weil die Untersuchungen von Le Moyne zeigen, dass die Ergebnisse von detailliert modellierten Rippen von denen abweichen, die vereinfacht abgebildet werden, sollen Rippen dreidimensional modelliert werden. Das reduziert auch die manuelle Nacharbeit der BE-Modelle bei der Ableitung aus FE-Modellen mit Volumenelementen.

Für diese Aufgabe soll ein kommerzieller DBEM-Solver eingesetzt werden, der im Gegensatz zum nicht kommerziellen Solver bei Graf [42] eine deutliche Ausweitung der Elementanzahl zulässt, die für die Beschreibung verrippter Bauteiloberflächen nötig ist. Außerdem soll auch die indirekte BEM (IBEM) zum Einsatz kommen. Sie wird häufiger eingesetzt als die DBEM,

weil sie Modelle mit offenen Kanten und Verzweigungen zulässt [34], [49], [156], [157]. Die beschriebenen Vorteile der Fast Multipole BEM sollen in diesem Rahmen ebenfalls genutzt werden. Um methodische Einflüsse einzuschränken, soll neben der BEM auch die FEM eingesetzt werden. Die Einbeziehung in die Untersuchungen bietet sich ferner wegen der weiten Verbreitung der FE-Programme an.

Die drei stark unterschiedlich komplexen Getriebegehäuse und deren Messdaten von Graf [42] sollen genutzt werden, und es soll ein vergleichbarer Abgleich stattfinden. Auf diese Weise können die dort erzeugten Ergebnisse mit in die Betrachtung einbezogen werden. So kann eine Aussage über die Eignung unterschiedlicher Akustik-Simulationsverfahren abhängig von der Bauteilkomplexität getroffen werden.

Im Gegensatz zur bekannten Literatur zur Untersuchung der Modellierung von Verrippungen werden damit sehr hochwertige FE-Modelle, umfangreiche Messdaten und detailliert modellierte, dreidimensionale Rippen einbezogen. So kann geprüft werden, ob der Einfluss der Rippen bei solchen Gehäusen die starke Erhöhung der Rechenzeiten und des Modellierungsaufwandes rechtfertigt. Die Verwendung der beiden am häufigsten benutzten Verfahren der Schallabstrahlungsberechnung im Fahrzeugbau und die Einbeziehung unterschiedlich komplexer Modelle sowie die Auswertung bei sehr vielen Eigenfrequenzen erlauben es darüber hinaus, weiter reichende Schlüsse zu ziehen.

Insgesamt soll mit den drei Punkten

- Durchführung der akustischen Berechnungskette inklusive Auralisierung am Beispiel eines Hinterachsgetriebes;
- Verbesserung und Erweiterung der Verbindungselemente-Modellierung für Getriebebaugruppen;
- Optimierung der Schallabstrahlungsberechnung von Strukturen mit komplexen Abstrahlflächen

ein signifikanter Beitrag zur fundierten Verbesserung der akustischen Simulation von Fahrzeuggetrieben und ähnlichen Baugruppen geleistet werden.

## 2 Betriebsgeräusch-Simulation eines Getriebes mit Auralisierung

In diesem Kapitel wird das Betriebsgeräusch eines Hinterachsgetriebes (HAG, Abb. 2-1, rechts) bei verschiedenen konstanten Drehzahlen akustisch simuliert und schließlich auralisiert. Unsicherheiten bei der Baugruppen-Simulation werden auch im Hinblick auf die folgenden Kapitel an diesem konkreten Beispiel aufgezeigt.

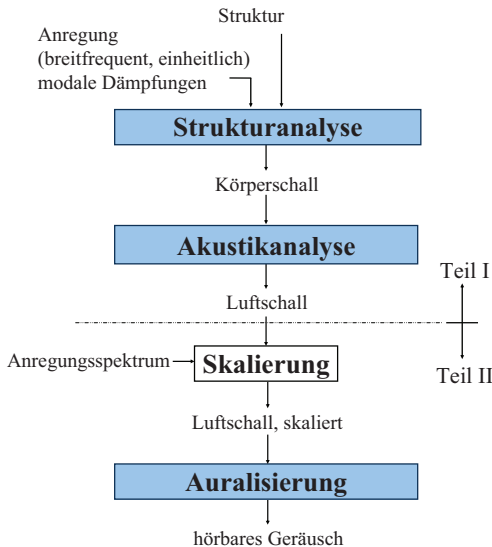


Abb. 2-1 Verfahren zur Betriebsgeräusch-Simulation des Hinterachsgetriebes (rechts)

Basis für die Simulation ist die durch Graf in [42] für Einzelbauteile validierte kombinierte FEM-/ BEM-Rechnung. Sie wird in [102] für die hier behandelte Baugruppe um die Auralisierung und den Schritt der Skalierung erweitert. Abb. 2-1 zeigt in Anlehnung an die Rechenkette zur akustischen Simulation aus Abb. 1-1 das für das Hinterachsgetriebe verwendete Verfahren. Die Strukturanalyse erfolgt mit der FEM im Frequenzbereich unter Verwendung der generalisierten gemittelten Anregung nach Graf [42]. Zur Akustikanalyse wird der nicht kommerzielle DBEM-Solver ASOURA eingesetzt. Für jede einzelne Frequenz wird damit der Luftschall an virtuellen Mikrofonpunkten außerhalb der Struktur berechnet. Damit liegt das Übertra-

ungsverhalten von der Anregung bis zum Luftschall für einen breiten Frequenzbereich vor. Im zweiten, weniger rechenintensiven Teil werden die Schalldrücke der Übertragungsmatrix mit einem drehzahlabhängigen Anregungsspektrum skaliert. Damit ergeben sich die Eingangsgrößen der Auralisierung, die hier an einem gewöhnlichen PC-Arbeitsplatz durchgeführt wird. Das Ergebnis ist das hörbare synthetische Betriebsgeräusch des Hinterachsgetriebes. In den folgenden Unterkapiteln wird der gesamte Vorgang dieser Simulation schrittweise erläutert.

## 2.1 Strukturanalyse

Innerhalb der Körperschallberechnung finden zwei wesentliche Berechnungsschritte statt. Zunächst werden die modalen Parameter des FE-Modells im relevanten Frequenzbereich berechnet. Zusammen mit der komplexen Kraftanregung und den modalen Dämpfungen dienen sie als Basis für die Frequenzganganalyse, bei der die Superposition unterschiedlich stark angeregter Eigenformen die Schwingungsantwort ergibt. Damit steht für jede Anregungsfrequenz separat die stationäre Antwort für alle Knoten an der abstrahlenden Oberfläche des Modells zur Verfügung.

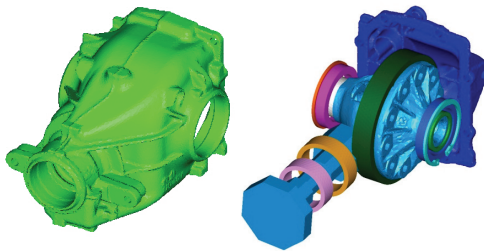


Abb. 2-2 FE-Modell der Hinterachsgetriebe-Baugruppe

Das Schwingungsverhalten der Struktur muss im relevanten Frequenzbereich akkurat beschrieben werden. Dafür müssen alle Bauteile, die Einfluss auf das dynamische Verhalten haben, im FE-Modell mit ausreichendem Detaillierungsgrad berücksichtigt werden. Die Gehäuse-Bauteile sind wegen ihrer Schwingungsneigung im akustisch interessanten Frequenzbereich und zusätzlich zur Beschreibung der schallabstrahlenden Oberfläche besonders bedeutsam. Sie werden daher mit dreidimensionalen Volumenelementen abgebildet (Abb. 2-2). Auch das Getriebe-Ausgleichsgehäuse als zentrales Bauteil des Hinterachsgetriebes wird detailliert abgebildet. Die Antriebswelle ist mit Balkenelementen ausreichend gut beschreibbar. Die Materialkenn-

werte dieser Einzelbauteile werden durch Messergebnisse upgedatet [8]. Die übrigen Bauteile werden vereinfacht einbezogen – beispielsweise durch die alleinige Berücksichtigung der Massen-Eigenschaften mittels Punktmassen [28].

Nachdem die Modellierung der Einzelbauteile erfolgt ist, werden diese in Baugruppen miteinander verbunden. Das geschieht zum Beispiel durch Schrauben, Wälzlager, Presssitze, Zahneingriffe und Dichtringe. Bauteilverbindungen sind für das dynamische Verhalten von Baugruppen sehr entscheidend, und ihre akkurate Abbildung hat meist größeren Einfluss auf die Modellgüte als die der Einzelbauteile. Bei der Akustikrechnung kommen in der Regel linearisierte Bauteilverbindungs-Modelle zum Einsatz. Wegen der stark vereinfachten Abbildung der Realität ist es dabei wichtig, geeignete Modelle und -parameter durch den Abgleich mit Messungen zu bestimmen. Diese Problematik wird im dritten Kapitel dieser Arbeit ausführlich behandelt.

Wesentliche Verbindungselemente bei der vorliegenden Baugruppe sind Schrauben und Wälzlager. Die Schraubenverbindungen zwischen Gehäuse und Deckel werden beispielsweise durch Kopplung der Freiheitsgrade an den Bauteiloberflächen im Bereich der Schrauben modelliert. Dabei werden die Schrauben durch Punktmassen an ihrem Schwerpunkt ersetzt. Die durch die Vorspannung der Schrauben erzielte versteifende Wirkung wird durch die Freiheitsgrad-Kopplung in den Bauteil-Trennfugen über den Schraubendurchmesser hinaus abgebildet. Die Kegelrollenlager des Getriebe-Ausgleichsgehäuses und der Antriebswelle müssen ebenfalls umfassend vereinfacht werden. Das Radialspiel zwischen Außenringen und Gehäuse im lastlosen (!) Zustand wird nicht berücksichtigt. Die Freiheitsgrade von Außenring und Innenring werden jeweils versteifend zusammengefasst. Zwischen lediglich zwei Knoten werden dann die Steifigkeiten der Wälzkörperkontakte mit Hilfe experimenteller und analytischer Ergebnisse ähnlicher Wälzlager aus der Literatur vereinfacht abgebildet [103].

Neben den Verbindungen der im Modell berücksichtigten Bauteile spielen auch die Randbedingungen eine wichtige Rolle. Sie beschreiben das Zusammenspiel des modellierten Subsystems mit dem Gesamtsystem. Das Gehäuse wird an zwei antriebsseitigen Laschen durch Schraubenverbindungen abgestützt. Die Freiheitsgrade an den Knoten der Kontaktflächen werden dafür blockiert, damit wird eine steife Einbindung in das Gesamtsystem angenommen. Der Deckel ist über ein Gummilager gespannt. Es wird mit dreidimensionalen Finiten Elementen elastisch abgebildet und fest mit dem Deckel verbunden. Die Verbindung mit dem Gesamtsystem ist ebenfalls

komplett steif, was jedoch durch einen entsprechend geringen E-Modul des Gummilager-Modells egalisiert wird. Über die Wellen von An- und Abtrieb ist das Getriebe mit den benachbarten Bauteilen des Antriebstranges verbunden. Diese werden durch Torsionsfedern berücksichtigt.

Für die Berechnung der Schwingungsantwort bei der Frequenzganganalyse sind die Dämpfungswerte bedeutend, da das Getriebe durch die vielen und variablen Anregungsfrequenzen sehr oft in den Eigenfrequenzen „antwortet“. An diesen Punkten ist die Amplituden-Überhöhung maßgeblich von der Dämpfung abhängig. Für die akustische Simulation des Hinterachsgetriebes wird vereinfachend ein mittlerer Wert über alle Eigenfrequenzen für die verwendete modale viskose Dämpfung definiert. Als Anhaltswerte kommen Ergebnisse aus Modalanalysen von Einzelbauteilen und „trockenen“ Baugruppen unter „Frei-Frei“-Bedingungen nicht in Frage (circa 0,1 % der kritischen Dämpfung). Daher werden Messungen am Prüfstand der TU Ilmenau durchgeführt, die schließlich mit Simulationsergebnissen basierend auf verschieden starken Dämpfungswerten verglichen werden, wobei die beste Übereinstimmung das gewünschte Ergebnis liefert – hier bei einer Dämpfung von 0,5 %.

Nach der Modellierung werden die Eigenfrequenzen und -formen mit einem FE-Solver berechnet. Soll das Abstrahlverhalten von Bauteilen untersucht werden, von denen die Anregungsorte zwar bekannt, die Phasenlagen der Anregungen jedoch unbekannt sind, besteht die Gefahr, dass sich die Wirkungen einzelner Anregungen von Moden bei der Frequenzganganalyse gegenseitig auslöschen. Um das zu verhindern – und um somit sicherzustellen, dass keine „laute“ Eigenform unterdrückt wird – wird das in [42] entwickelte Verfahren der gemittelten generalisierten Anregung verwendet. Dabei werden die Moden betragsmäßig angeregt. Dies verhindert zwar die Auslöschung der Anregung, nicht jedoch die Auslöschung durch Superposition verschiedener Moden in der Schwingungsantwort. Mit der generalisierten Anregung ist es damit möglich, ganze Knoten-Gebiete in die Anregungsdefinition aufzunehmen. Angeregt werden die Moden, die in den definierten Bereichen Auslenkungen besitzen.

Getriebegeräusche entstehen aufgrund unterschiedlicher Ursachen, die entweder vom Getriebe selbst oder von externen Körperschallquellen wie beispielsweise dem Motor stammen können (siehe Kapitel 1). Anhand von Getriebepfunktions-Messungen werden Annahmen für die Definition der Anregung getroffen. Es soll folglich die Anregung durch Zahneingriffe und breitfrequentes Rauschen berücksichtigt werden, das zum Beispiel durch Reibungsvorgänge beim Abwälzen der Zahnflanken oder durch Wälzlager

hervorgerufen wird. Als Anregungsgebiete werden der Zahneingriff der Kegelräder von Eingangswelle und Differenzialkorb und die Gehäuse-Bohrungen der Wälzlager (Abb. 2-3) definiert. Die Antwort auf die anregende Einheitskraft wird für Frequenzen zwischen 200 und 6200 Hz mit einer Schrittweite von 10 Hz berechnet. Der Frequenzbereich ergibt sich aus Messungen am Prüfstand. Die Frequenz-Schrittweite wird als geringster hörbarer Frequenzabstand angenommen. Zusätzlich werden die Eigenfrequenzen in diesem Bereich angeregt. Es werden also insgesamt bei rund 650 Frequenzen stationäre Schwingungsantworten für die Knoten der abstrahlenden Oberflächen berechnet. Die gesamte Rechnung ist über Nacht möglich, dabei wird ein Großteil der Zeit für die Eigenwertrechnung benötigt.

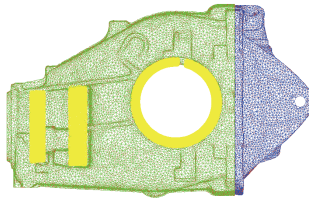


Abb. 2-3 Angeregte Bereiche der Hinterachsgetriebe-Baugruppe (gelb)

## 2.2 Akustikanalyse

Aus der Strukturanalyse liegen die Körperschallschnellen vor. Von dem FE-Modell wird zunächst ein BE-Modell abgeleitet, das die abstrahlende Oberfläche beschreibt. Die Schnellen werden darauf übertragen, ihre partiellen Ableitungen in Normalenrichtung zur abstrahlenden Strukturoberfläche stellen die Randbedingung für die Randelement-Methode dar. Sie ist somit für die gesamte abstrahlende Oberfläche der Struktur gegeben. Gleichzeitig sind die Schnellen normal zur Oberfläche die Eingangsgrößen für die Simulation der Schallfeldgrößen mit ASOURA. Die primären Ergebnisse der Akustikanalyse sind die komplexen Schalldrücke an der abstrahlenden Oberfläche und an definierten Feldpunkten im Luftraum um das Hinterachsgetriebe. Daraus und aus den Luftschall-Schnellen können alle anderen Schallfeldgrößen abgeleitet werden.

Grundlage der Akustik-Rechnung mit ASOURA sind die Helmholtz-Gleichung und die Randbedingung an der Oberfläche. Beide Gleichungen können kombiniert in einer Integralgleichung über die Oberfläche ausgedrückt werden [7]. Die Integralgleichung kann nicht geschlossen gelöst werden, daher wird eine Näherungslösung nach dem Randelementverfahren



durchgeführt. Teilt man die Oberfläche in endlich viele Drei- und Viereckselemente auf, so erhält man die diskretisierte Form der Integralgleichung mit Einflussmatrizen, deren Koeffizienten mit Hilfe der Gauß'schen Integration bestimmt werden [124]. Die Rechnung führt auf ein lineares Gleichungssystem mit voll besetzter, unsymmetrischer Systemmatrix, das für jede Frequenz iterativ mit einem Conjugate Gradient Squared Solver [133] gelöst wird [42], [135], [150].

Die zwei Konvergenzkriterien des Solvers werden erreicht, wenn eine variable Fehlerschwelle unterschritten wird. Werden die Kriterien innerhalb der festgelegten maximalen Anzahl an Iterationsschritten nicht erreicht, so bricht der Solver ab. Der akzeptable Restfehler wird mindestens eine Potenz niedriger liegend als der durchschnittlich zu erwartende Schalldruck festgesetzt. Wird für alle Frequenzen mit nur einem festgelegten Wert gearbeitet, so muss dieser an die geringen Schalldrücke abseits der Resonanzen angepasst werden. In den „lauten“ Eigenfrequenzen wird die Iterationsfehlerschwelle dann jedoch nur schwer erreicht. Die maximale Anzahl benötigter Iterationsschritte ist abhängig von der Modellgröße und -Komplexität und der zu berechnenden Frequenz. Große Restfehler trotz vieler Iterationsschritte sind ein Zeichen für ein unzureichendes Modell. Mit diesen beiden „Stellschrauben“ wird die Qualität der Ergebnisse beeinflusst.

In ASOURA werden FE-Schnittstellen-Formate verwendet, um BE-Modell und Schnellen einzulesen. Ergebnisse werden ebenfalls so ausgegeben, dass für das Pre- und Postprocessing gängige Programme eingesetzt werden können. Der DBEM-Solver wurde für unterschiedlich komplexe Getriebegehäuse durch den Abgleich mit Messungen validiert [42]. Die Ergebnisse zeigen, dass für die vorliegende Struktur mit überschaubarer Abstrahlflächen-Komplexität mit einer sehr hohen Ergebnisgüte gerechnet werden kann. Das Verfahren stößt allerdings für hochgradig verrippte Oberflächen an seine Grenzen (siehe auch Kapitel 4).

Die voll besetzten Matrizen der direkten BEM führen zu einem problematischen Konvergenzverhalten des iterativen Solvers, wenn unzureichende Netze verwendet werden. Diese sind gekennzeichnet durch den unstetigen Verlauf der Flächennormalen sowie durch eine zu große Elementanzahl und führen zu unrealistischen Ergebnissen. Das wird in [42] ebenfalls an einem Hinterachsgetriebe aufgezeigt – eine Vertiefung wird dabei als Ursache für schlechte Konvergenz und unrealistisch hohe Schalldrücke im Ergebnis ausfindig gemacht. Verrippungen, Vertiefungen, Geometriedetails und Bohrungen müssen daher in den meisten Fällen zur Verhinderung falscher Ergebnisse vereinfacht abgebildet oder ganz vernachlässigt werden.

Es muss also in einem Optimierungsprozess ein Netz gefunden werden, das nicht zu viele Elemente besitzt und eine ausreichend einfache Abstrahlfläche aufweist. Die Abstrahlcharakteristik darf gleichzeitig jedoch nicht zu stark verändert werden. Der Modellfindungs-Prozess ist sehr zeitaufwendig und erfordert Expertenwissen. Für das BE-Modell sollten mindestens vier Elemente pro Wellenlänge und generell möglichst wenig Elemente eingesetzt werden, um Rechenzeit zu sparen. Mit Messungen validierte Ergebnisse liegen bis zu einer Modellgröße von 5000 Elementen vor. Diese Anzahl stellt daher eine Grenze für den Einsatz von ASOURA dar. Die Kriterien für die Netzoptimierung werden in [28] nach einem fünfstufigen hierarchischen Auswerteverfahren auf Basis der Erfahrung aus vielen im Akustiklabor der Hochschule Ulm durchgeführten Berechnungen festgelegt:

- Die Körper- und Luftschallergebnisse sollten korrelieren – an Stellen mit Geschwindigkeitsmaxima werden bei entsprechender Ausrichtung der Abstrahlflächen auch Schalldruckerhöhungen erwartet.
- Die Anzahl der benötigten Iterationsschritte ist stark abhängig von der Netzqualität. Ein geeignetes Netz führt damit zu deutlich geringeren Rechenzeiten.
- Der verbleibende Iterationsfehler ist insbesondere wichtig, wenn die maximale Anzahl an Iterationsschritten relativ niedrig festgelegt wird.
- Der Unterschied der durchschnittlichen Pegel von Körper- und Luftschallergebnissen sollte möglichst gering sein. Große Geschwindigkeitspegel haben in der Regel auch große Schalldruckpegel zur Folge.
- Das errechnete Abstrahlmaß sollte plausibel sein. Das Abstrahlmaß errechnet sich aus dem Pegel des Abstrahlgrades. Dieser stellt das Verhältnis zwischen tatsächlich abgestrahlter Leistung und der maximalen Leistung dar, die von einem Kolben mit gleicher Oberfläche bei gleicher Frequenz abgestrahlt werden kann [68]. In der Regel ist für das Abstrahlmaß deshalb mit negativen Werten zu rechnen. Positive Werte indizieren kritische Modellbereiche.

Das genannte Auswerteverfahren dient als Entscheidungshilfe für die Netzwahl. Mit einer automatisierten Auswertung können so schnell problematische Netze erkannt oder die Eignung zweier Netze verglichen werden. Abb. 2-4 zeigt das hier verwendete BE-Modell des Getriebes, das in [28] optimiert wurde. Es ist mit circa 1600 Knoten und 3000 Elementen deutlich größer als das FE-Modell und weist einige geometrische Vereinfachungen auf; zum Beispiel bleiben die in Abb. 2-1 sichtbaren eingangsseitigen Laschen unbe-

rücksichtigt. Außerdem sind scharfe Kanten verrundet und tiefe Löcher ausgespart.

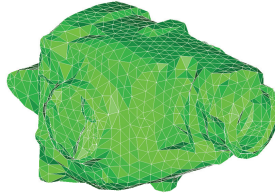


Abb. 2-4 BE-Modell des Hinterachsgetriebes

Als Ergebnis der Akustikanalyse liegen für alle Anregungsfrequenzen die Schallkenngrößen an den Knoten des BE-Modells und einer Feldpunkte-Kugel vor. Diese umhüllt das Getriebe im Abstand von circa einem Meter und befindet sich im Fernfeld der Schallquelle. Abb. 2-5 zeigt beispielhaft die Schalldruckverteilung bei 1570,5 Hz. Der Rechenaufwand für diesen Schritt beträgt für jede der circa 650 Frequenzen durchschnittlich weniger als 15 Minuten. Weil gleichzeitig vier Rechnungen an einem PC mit Dualcore und 4 GB Arbeitsspeicher durchgeführt werden können, beträgt die Gesamtzeit weniger als zwei Tage bei Einsatz eines einzigen Standard-PCs.

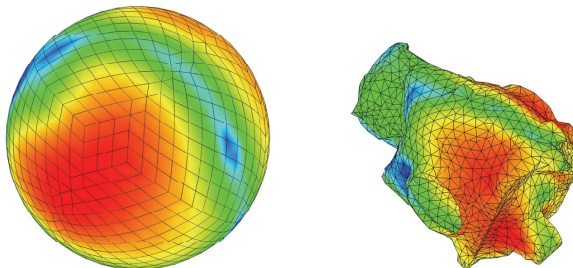


Abb. 2-5 Schalldrücke virtuelle Feldpunkte-Kugel (links) und Gehäuseoberflächennetz (rechts), geometrische und farbliche Skalierung unterschiedlich, Eigenfrequenz bei 1570,5 Hz

## 2.3 Skalierung mit dem Anregungsspektrum

Die vorliegenden komplexen Schalldrücke sind durch Einheitskräfte der generalisierten Anregung an den in Abb. 2-3 hervorgehobenen Bereichen der Lagersitze und des Zahneingriffes entstanden. Dieser Vereinfachung der Kraftanregung wird im hier beginnenden zweiten Teil des Verfahrens Rechnung getragen.

Das simulierte Modell beschreibt ein lineares System. Deshalb können die Wirkungen verschiedener Ursachen superponiert werden. Weil Ursache und Wirkung in einem festen Verhältnis zueinander stehen, kann mithin das durch Einheitskräfte entstandene Schalldruckspektrum jedes Knotens mit dem tatsächlichen Anregungsspektrum skaliert werden. Der erste Teil des Verfahrens aus Abb. 2-1 beschreibt das Übertragungsverhalten von der Anregung bis zu den Schalldrücken. Diese Schalldrücke werden nun entsprechend der drehzahlabhängigen Anregung im Betriebspunkt skaliert. Mit einem derartigen Vorgehen wird der rechenzeitintensive erste Teil vom zweiten – drehzahlabhängigen – Teil des Verfahrens vollständig abgekoppelt. So wird eine echtzeitfähige Berechnung der drehzahlabhängigen Schallkenngrößen möglich.

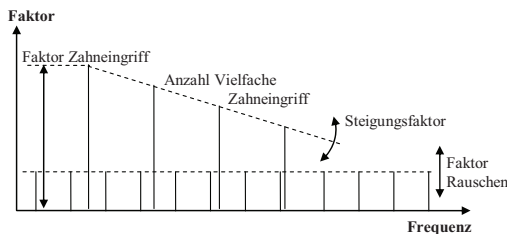


Abb. 2-6 Anregungsspektrum mit Parametern

Das Anregungsmodell orientiert sich an Prüfstandsmessungen und berücksichtigt Zahneingriff und breitfrequente Rauschanregung. Das Anregungsspektrum setzt sich entsprechend zusammen (Abb. 2-6). Die dominante Zahneingriffsfrequenz wird durch die Wellendrehzahl und die Zähnezahlen der sich im Eingriff befindlichen Zahnräder festgelegt. Je weiter die anregende Kraft von einem harmonischen Verlauf abweicht, desto mehr höhere Ordnungen der Zahneingriffsfrequenz müssen berücksichtigt werden. Die breitfrequente Rauschanregung ist wesentlich unbedeutender und berücksichtigt vereinfachend lediglich die Antworten des Systems bei den Eigenfrequenzen – sie liefern laut den Übertragungsfunktionen einen wesentlich größeren Beitrag als die dazwischen liegenden Frequenzen. Aus dieser Vereinfachung heraus folgt eine erhebliche Reduzierung der zu berücksichtigenden Frequenzbänder bei der nachfolgenden Auralisierung der Schallabstrahlung. Abb. 2-6 zeigt auch die flexiblen Parameter des beschriebenen Anregungsspektrums. Die Dominanz des Zahneingriffs kann über einen Faktor bestimmt werden. Das gilt auch für die Anzahl der Vielfachen und den Abfall der Amplituden mit zunehmender Frequenz. Daneben kann das

Rauschen durch einen weiteren Faktor hervorgehoben oder unterdrückt werden. Zusätzlich wird der Drehzahleinfluss berücksichtigt – mit steigender Drehzahl wird das Getriebe zunehmend lauter.

Damit ist das Frequenzgemisch des simulierten Betriebsgeräusches festgelegt. In einem Programm [28] wird mit einer Suchfunktion jeder Anregungsfrequenz eine simulierte Frequenz zugeordnet. Die zugehörigen Schalldrücke aus dem Datenpool des ersten Teils der Berechnungskette werden schließlich entsprechend skaliert und wieder ausgegeben.

Als Ergebnis der Skalierung liegt damit für die gewünschte Drehzahl an jedem Feldpunkt ein komplexes Schalldruckspektrum vor, das die Anregung im Betriebspunkt durch Zahneingriff und Rauschen berücksichtigt. Die Ergebnisse dieses Betriebspunktes sind wegen der vielen enthaltenen Schallinformationen allerdings nicht mehr übersichtlich visualisierbar.

## 2.4 Auralisierung

In diesem Abschnitt wird gezeigt, wie Ergebnisse von Schallabstrahlungsrechnungen hörbar gemacht werden können. Eine Auralisierung wird durchgeführt, weil die Ergebnisse eines Betriebspunktes Signale mit vielen überlagerten Frequenzen beinhalten und nicht mehr leicht verständlich visualisiert werden können. Außerdem wird der von den Ergebnissen profitierende Benutzerkreis durch eine Auralisierung beträchtlich erhöht.

Basis für die Auralisierung der Ergebnisse an einem akustisch simulierten Feldpunkt ist das dort vorliegende, diskrete und komplexe Schalldruckspektrum. Aus diesem soll ein reelles Zeitsignal generiert werden, das in eine Klangdatei geschrieben und über die Soundkarte eines PCs ausgegeben werden kann. Zunächst wird aus dem vorliegenden Spektrum ein äquidistantes Spektrum generiert. Dafür werden die Frequenzlinien auf benachbarte, ganzzahlige Vielfache des Frequenzintervalls verschoben. Die dadurch entstehende Abweichung der Spektren ist durch die geringe Frequenzschrittweite (1 Hz) nicht hörbar.

Das komplexe Spektrum wird ursprünglich nur für positive Frequenzen definiert. Die Beschränkung auf die Betrachtung des positiven Frequenzbereiches ist in der Maschinenakustik üblich [68]. Ein reelles Signal kann allerdings nur aus einem reellen geraden oder einem imaginären ungeraden Spektrum generiert werden. Deshalb wird das vorliegende einseitige Spektrum durch konjugiert komplexe Spiegelung in einen reellen geraden (Kosinus-) und einen imaginären ungeraden (Sinus-) Teil eines zweiseitigen Spektrums zerlegt. Aus dem vorliegenden Spektrum folgt damit aus der

inversen Transformation in den Zeitbereich ein reelles Zeitsignal der Kosinus- und Sinuskomponenten.

Für die inverse Transformation gibt es zwei Möglichkeiten. Zum einen kann für jedes vorhandene Spektrallinien-Paar (Anteil mit positiver und negativer Frequenz) ein Zeitvektor generiert werden. Dessen Länge ist ein ganzzahliges Vielfaches der Periodendauer des Frequenzinkrements. Dieser Vektor kann schließlich zusammen mit den anderen unter Beachtung der Additionstheoreme zum Ergebnisvektor – dem Gesamtsignal – addiert werden. Die Samplingfrequenz des Zeitsignals soll nach dem Theorem von Nyquist und Shannon mindestens doppelt so groß sein wie die maximal vorkommende Frequenz. Hier wird die achtfache Frequenz gewählt (circa 50 kHz), weil sich das Ergebnis so wesentlich besser anhört. Der Klang hängt allerdings auch von den eingesetzten Lautsprechern und der individuellen Wahrnehmung ab. Anstelle der Superposition der Frequenzlinien kann das Zeitsignal auch durch eine inverse Fast Fourier Transformation (IFFT) direkt erzeugt werden [17]. Dafür muss das Linienspektrum allerdings weiter aufbereitet werden. Zunächst wird es mit Nullen „aufgefüllt“ und symmetrisch erweitert. Die Erweiterung wird vorgenommen, um die Samplingfrequenz zu erreichen. Der Wert für 0 Hz darf nur einmal innerhalb des Vektors auftauchen. Nach der IFFT muss das Ergebnis je nach FFT-Algorithmus noch mit der Anzahl der Werte des Vektors multipliziert werden.

Reiht man viele dieser Zeitvektoren aneinander, so entsteht die Basis eines ausreichend langen WAVE-Files (Waveform Audio File Format). Durch die Erzeugung eines äquidistanten Spektrums und durch die geschickte Definition der Fensterlänge wird beim Aneinanderhängen der Zeitvektoren der Superpositions-Methode der Leakage Effekt vermieden. Verwendet man die IFFT, muss darauf nicht geachtet werden. Das bedeutet, dass es dann beim Zusammensetzen der Zeitfenster nicht zu einem „Krachen“ kommen kann, das Pseudo-Frequenzen verursachen würde. Das WAVE-File kann aus dem Zeitvektor zum Beispiel mit dem Matlab-Befehl „wavwrite“ generiert werden. Es ist mit gängiger Software abspielbar und kann über die Soundkarte eines Standard-PCs ausgegeben werden.

In [17] werden im Rahmen einer Studienarbeit die Skalierung und die Auralisierung in einem Matlab-Programm mit Benutzer-Oberfläche zusammengefasst (Abb. 2-7). Das Programm erlaubt die Auralisierung bei variablen Drehzahlen und Anregungsparametern. Hinterachsgetriebe und Feldpunktetz werden zudem visualisiert; dabei ist die Ansicht dynamisch und kann flexibel verändert werden. So können beliebige Feldpunkte leicht ausgewählt werden, um das ortsabhängige Betriebsgeräusch anzuhören. Des Weiteren

können Spektren und Zeitsignale auch geplottet (Abb. 2-8) und für verschiedene Punkte gegenübergestellt werden. Das Programm ist mit einem Standard-PC anwendbar, so dass die Daten zur Auralisierung nicht aus der Hand gegeben werden müssen.

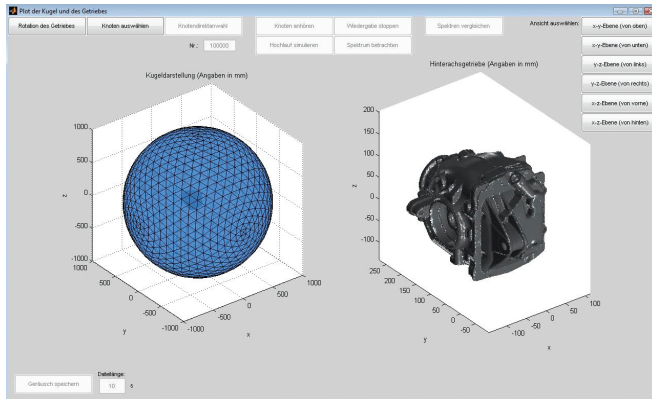


Abb. 2-7 Programmoberfläche

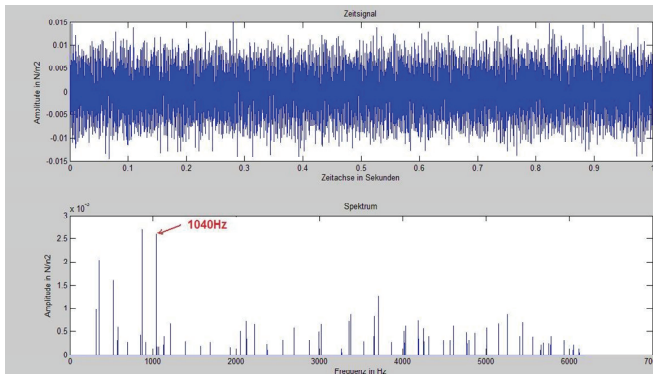


Abb. 2-8 Plot von Zeitsignal und Spektrum an einem Feldpunkt

Die hier beschriebenen Methoden der Auralisierung beinhalten Einschränkungen. Die Richtcharakteristik der Schallabstrahlung wird nicht abgebildet und die Visualisierung ist nur zweidimensional. Eine weitere Möglichkeit ist deshalb die Auralisierung durch ein audiovisuelles VR-System (Virtual Reality) mit akustischer Wellenfeldsynthese, wie es an der TU Ilmenau zur Verfügung steht [144]. Damit können geometrische und akustische Produktei-

genschaften realitätsnah und synchron wiedergegeben werden. In [54] wird das Wellenfeld des berechneten Hinterachsgetriebe-Geräusches mit Hilfe dieser Einrichtung in realistischerer Anwenderumgebung auralisiert. Zusätzlich wird die 3D-Visualisierung des Getriebes synchron durchgeführt. Die Hochschule Ulm stellt dabei die Daten der akustischen Simulation der Betriebspunkte des Feldpunktenetzes bereit, und die TU Ilmenau führt die Auralisierung durch. Die Richtungsabhängigkeit des Schallfeldes wird durch einige Monopolstrahler abgebildet, deren Schallfelder sich überlagern [53], [54]. Durch eine Rückrechnung der Geräusche der gezeigten Feldpunkte werden die Amplituden der Monopole ermittelt. Bei der Auralisierung mit dem audiovisuellen VR-System entsteht ein realistischerer Eindruck der Produkteigenschaften – die Methode ist allerdings aufwendiger, und eine entsprechende Ausstattung ist dafür erforderlich.

### 2.5 Bewertung der Ergebnisse

In Kapitel 2 wird die gesamte akustische Simulation des Betriebsgeräusches eines Hinterachsgetriebes bei konstanten Drehzahlen zwischen 200 und 8000 Umdrehungen pro Minute an der Eingangswelle behandelt. Außerdem wird die Auralisierung der simulierten Schalldrücke vorgenommen. Dadurch liegt ein leicht zu beurteilendes, vollkommen synthetisches Betriebsgeräusch an einem üblichen PC-Arbeitsplatz vor.

Die akustische Simulation wird für die Aufgabe in zwei Schritte untergliedert. Dadurch gelingt es, den rechenintensiven Teil und den nicht so aufwendigen, drehzahlabhängigen Teil der Rechnung zu entkoppeln. Das ist die Voraussetzung dafür, dass das Betriebsgeräusch nach Durchführung des ersten Teils in Echtzeit und mit flexiblen Parametern generiert werden kann.

Im ersten Teil der Simulationskette wird das drehzahlunabhängig angenommene akustische Übertragungsverhalten der Struktur berechnet. Dafür wird die Strukturanalyse mit der FEM unter Verwendung einer gemittelten generalisierten Anregung definierter Gebiete benutzt. Es wird dabei mit Einheitskräften breitfrequent und generalisiert angeregt. Die Akustikanalyse wird mit dem DBEM-Solver ASOURA durchgeführt, wobei insbesondere auf die Modellfindung für das Akustiknetz eingegangen wird. Ein geeigneter Kompromiss zwischen der detailgetreuen Abbildung der Struktur-Abstrahlflächen und der für die Rechenbarkeit vorzunehmenden Vereinfachungen wird nach einem hierarchischen Verfahren ermittelt. Im zweiten Teil werden die Ergebnisse mit einem variablen Anregungsspektrum skaliert. Damit wird die vorausgegangene breitfrequente Anregung mit Einheitskräften konkretisiert. Im letzten Schritt wird gezeigt, wie die Auralisierung ausgehend von den



simulierten und skalierten Schalldrücken an einem PC-Arbeitsplatz durchgeführt werden kann. Für die Umsetzung wird ein Programm vorgestellt, das das Hinterachsgetriebe visualisiert. Synchron dazu ist es möglich, das Betriebsgeräusch an wählbaren Feldpunkten bei verschiedenen Drehzahlen anzuhören. Die dafür durchzuführende Berechnung ist echtzeitfähig.

Daneben wird auf die Möglichkeit der Einbindung des Hinterachsgetriebes in ein audiovisuelles VR-System mit akustischer Wellenfeldsynthese verwiesen. Diese ist mit den Daten des vorliegenden Beispiels an der TU Ilmenau durchgeführt worden [54]. Dadurch gelang es erstmalig, das akustische Verhalten einer Struktur auf Basis einer vollständigen Vorausberechnung in das VR-System einzubinden. Vorher wurden für die Auralisierung zuvor gemessene Geräusche verwendet [50].

Ein Ziel dieses Kapitels ist das Aufzeigen der Unsicherheiten der akustischen Simulation, insbesondere folgende Punkte sind dabei nennenswert:

- Die gemittelte generalisierte Anregung ist ein „einfacher“ Ersatz für eine realitätsnahe Anregungsmodellierung. Dabei wird gemäß ihrer eigentlichen Bestimmung zum Einsatz bei Parameterstudien sichergestellt, dass alle wesentlichen Moden, bezogen auf das Anregungsgebiet, angeregt werden. Die Verteilung der Kräfte auf die Knoten der definierten Bereiche ist allerdings in der Realität nicht gleichmäßig.
- Das Anregungsmodell beschreibt die Realität sehr grob. Eigentlich treten weitere Anregungsmechanismen auf, zum Beispiel kommt es zur drehzahlabhängigen Anregung durch die Wälzlager und zu Schwingungsmodulationen, die auch die Seitenbänder anregen. Zudem wird nur die getriebeseitige Anregung und zum Beispiel nicht die Ungleichförmigkeit des Eingangs-Drehmomentes berücksichtigt.
- Die Einzelbauteile werden durch akkurate Erfassung der Geometrie und Update von E-Modul und Dichte mit Messungen sehr gut beschrieben. Die Modellierung der mechanisch komplexen Bauteilverbindungen hingegen beinhaltet große Unsicherheiten, weil die verwendeten Modelle nicht durch Messungen verifiziert sind. Schraubenverbindungen sind durch einfache Kopplung der Kontaktbereiche und Wälzlager durch Steifigkeiten zwischen zwei Zentralknoten beschrieben.

Hauptsächlich aufgrund der für die Körperschallberechnung getroffenen Annahmen wird die Realität mithin erheblich vereinfacht abgebildet. Wegen des unmittelbaren Einflusses auf die Schallsimulation ist eine realitätsnahe Modellierung des Körperschall-Übertragungsverhalten aber wichtig. Die Aussagekraft bisheriger Ergebnisse wird dadurch begrenzt, und das Ziel

hochwertiger, durch Messergebnisse abgesicherter, akustischer Simulationen ist noch nicht erreicht. Den Unsicherheiten im Bereich der Anregung kann mit einer detaillierten Anregungsmodellierung mit Hilfe von MKS-Rechnungen (Kapitel 1.2) begegnet werden. Die Defizite auf dem Gebiet der Modellierung der Bauteilverbindungen untermauern die weiteren Zielsetzungen dieser Arbeit.

Fazit: Auch wenn die auralisierten Ergebnisse unter Einbeziehung vieler vereinfachender Annahmen als Vorgriff zu verstehen sind, hört sich das synthetische Getriebegeräusch authentisch an. Mit dem hier gezeigten Vorgehen ist es somit möglich, akustische Eigenschaften von Produkten früh in ihrer Entwicklung zu beurteilen und zu optimieren. Insbesondere die Körperschallberechnung muss allerdings weiter verbessert werden.

### **3 Modellierung von Bauteilverbindungen bei Getriebebaugruppen**

In diesem Kapitel wird die Körperschallsimulation bei Getriebebaugruppen unter besonderer Beachtung der Modellierung von Bauteilverbindungen am Beispiel von Schraubenverbindungen und Wälzlagern behandelt.

Die Eingangsgrößen-Qualität der Akustik-Berechnung hat entscheidenden Einfluss auf die Güte der resultierenden Schallfeldgrößen. Bei der Körperschall-Simulation treten große Unsicherheiten auf, die dazu führen, dass die Potenziale der Luftschallberechnung oft ungenutzt bleiben oder Abweichungen zwischen Rechnung und Messung dem falschen Rechenschritt zugeordnet werden. Ein wesentlicher Grund für die Unsicherheiten des Körperschalls sind Bauteilverbindungs-Modelle. Sie sind bei der Simulation von Baugruppen sehr entscheidend. Gerade bei Fahrzeuggetrieben ist die Modellierung solcher Kopplungen wichtig, weil dort hauptsächlich motorinduzierter Schall abgestrahlt wird, der vom Ort der Entstehung bis zu seiner Abstrahlung in den Luftraum über viele Bauteilverbindungen gelangt. Weil in zunehmendem Maße das Schwingungsverhalten vom Gesamtsystem Motor-Getriebe anstelle von Einzelkomponenten simuliert wird, gewinnen Bauteilverbindungs-Modelle zunehmend an Bedeutung, werden aber oft zu wenig beachtet. Ein Grund dafür ist die zeitintensive Verifizierung von Verbindungsmodellen – meist kommen in Baugruppen sehr viele verschiedene Verbindungen gleichzeitig vor, und ein schrittweiser Abgleich zwischen Rechnung und Messung ist mit vertretbarem Zeitaufwand nicht mehr praktikabel. Dieser Teil der Arbeit soll daher die Verbindungselemente-Modellierung im Bereich von Schraubenverbindungen und Wälzlagern voranbringen.

Einleitend soll die prinzipielle Problematik bei der Simulation von Baugruppen aufgezeigt werden. Baugruppen-Simulationsmodelle bestehen aus Einzelbauteil- und Bauteilverbindungs-Modellen. Geometrie und Werkstoffkennwerte sind die maßgeblichen Modell-Parameter der Einzelbauteile und meist relativ leicht zu ermitteln. Die Bauteilverbindungen haben Einfluss auf Steifigkeits-, Massen- und Dämpfungsmatrix der Simulationsmodelle. Die Applikation der Masse, beispielsweise durch Schrauben und Wälzlagerkomponenten, bereitet dabei ebenfalls keine größeren Schwierigkeiten. Steifigkeit und Dämpfung hingegen sind schwerer beschreibbar, weil sie stark vom Betriebspunkt abhängen, sich nichtlinear verhalten, und weil sich ihr komplexes Verhalten schwer durch einfache Modelle beschreiben lässt.

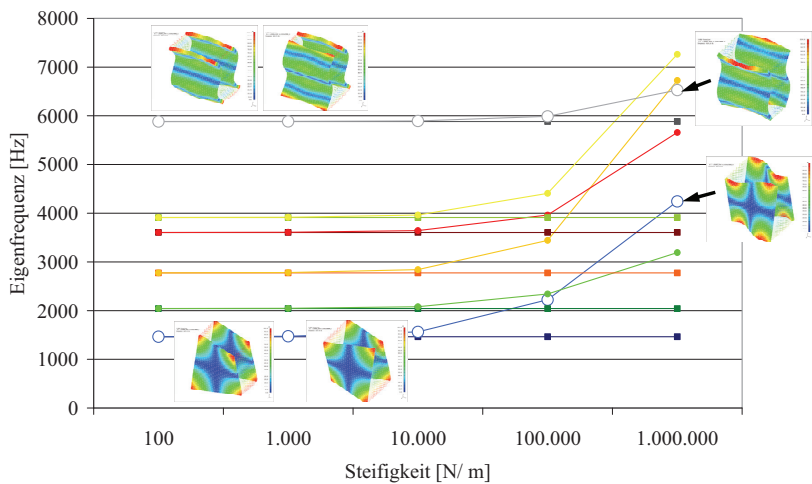


Abb. 3-1 Einfluss der Koppelsteifigkeit auf die Eigenfrequenzen verbundener Platten, siehe auch [36]

Abb. 3-1 zeigt den Einfluss der Koppelsteifigkeit auf die Eigenfrequenzen von zwei miteinander verbundenen Platten [36]. Federn variabler Steifigkeit am oberen und unteren Ende der Einzelbauteile verbinden die beiden Bauteile. Die Eigenfrequenzen verändern sich mit der Federsteifigkeit unterschiedlich stark und nicht linear. Dadurch ändert sich auch die Reihenfolge der Moden. Dieses Verhalten weisen auch Getriebebaugruppen auf. Eigenformen mit lokaler Ausprägung abseits der Bauteilverbindungen verhalten sich unabhängig von der Bauteilkopplung, andere wiederum reagieren sehr sensibel auf Veränderungen. Die zuverlässige Einschätzung der Empfindlichkeit von Eigenformen funktioniert allerdings nur selten.

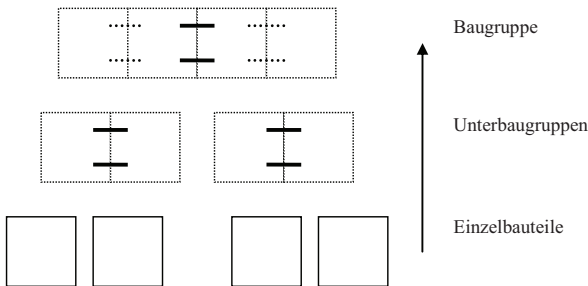


Abb. 3-2 Bottom-Up Strategie

In den folgenden Unterkapiteln wird zunächst das hier angewandte Vorgehen zur FE-Modell-Verifizierung erläutert. Anschließend werden als Basis für die Baugruppen mit Schraubenverbindungen und Wälzlager Einzelbauteilmodelle eingeführt, die in weiteren Kapiteln behandelt werden. Dieses schrittweise Vorgehen wird in [120] als "Bottom-Up" Strategie bezeichnet, weil von Einzelbauteilen ausgehend über Unterbaugruppen Gesamtbaugruppen entstehen, wobei auf jeder Stufe eine Modell-Verifizierung und -Anpassung mit Messdaten stattfindet (Abb. 3-2).

### 3.1 FE-Modell-Verifizierung

Hier wird die gängige Vorgehensweise zur Verifizierung von FE-Modellen für die Körperschallsimulation im Rahmen der Modellfindung mit dem Ziel der anschließenden Akustiksimulation beschrieben. Dieses Vorgehen wird in den folgenden Kapiteln auf Einzelbauteile und Baugruppen angewandt.

Durch Messergebnisse verifizierte Simulationsmodelle sind Voraussetzung für die Körperschallberechnung. Die Modelle werden auf Basis ihres Eigenschwingverhaltens verifiziert. Modale Parameter sind entscheidend für das Schwingungsverhalten und stehen deshalb im Fokus. Mit dem FE-Modell ohne Dämpfung wird eine Rechnerische Modalanalyse durchgeführt. Die Ergebnisse werden durch die modalen Parameter einer Experimentellen Modalanalyse (EMA) verifiziert. Die Anregung wird im Versuch so gewählt, dass die Energiedissipation in den Fügestellen gering bleibt. Dadurch wird der Vernachlässigung der Dämpfung in der Simulation Rechnung getragen, und Nichtlinearitäten werden nicht „geweckt“. Zum Vergleich der modalen Parameter aus Rechnung und Messung werden die im Folgenden beschriebenen Kennwerte eingesetzt.

- Übereinstimmung von Eigenformen

Der MAC-Wert (Modal Assurance Criterion) nach Gl. 3-1 wird in der Strukturdynamik üblicherweise als Gütekriterium eingesetzt [26], [79], [130]. Er bestimmt den Grad der Korrelation zweier Vektoren und nimmt den Wert Eins für kollineare Vektoren und den Wert Null für orthogonale Vektoren an.

$$MAC(\{\varphi_{TEST}\}, \{\varphi_{SIM}\}) = \frac{|\{\varphi_{TEST}\}^T \{\varphi_{SIM}\}|^2}{(\{\varphi_{TEST}\}^T \{\varphi_{TEST}\})(\{\varphi_{SIM}\}^T \{\varphi_{SIM}\})} \quad \text{Gl. 3-1}$$

Aus n Eigenformen der Experimentellen und m Eigenformen der Rechnerischen Modalanalyse entsteht die MAC-Matrix mit n Zeilen und m Spalten (Gl. 3-2).

$$[MAC] = \begin{bmatrix} MAC(\{\varphi_{TEST1}\}, \{\varphi_{SIM1}\}) & \cdots & MAC(\{\varphi_{TEST1}\}, \{\varphi_{SIMn}\}) \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ MAC(\{\varphi_{TESTn}\}, \{\varphi_{SIM1}\}) & \cdots & MAC(\{\varphi_{TESTn}\}, \{\varphi_{SIMn}\}) \end{bmatrix} \quad \text{Gl. 3-2}$$

Für jede der n experimentell ermittelten Eigenformen wird in der MAC-Matrix aus den m MAC-Werten der Maximalwert ermittelt, der zum zugehörigen Eigenvektor aus der Simulation führt (Gl. 3-3). Durch die Zuordnung resultieren n Modenpaare („Correlated Mode Pairs“, CMP), aus deren MAC-Werten durch Mittelwertbildung wiederum der  $MAC_n$ -Wert ermittelt werden kann (Gl. 3-4).

$$\{MAC_{CMP}\} = \left\{ \begin{matrix} MAX(MAC(\{\varphi_{TEST1}\}, \{\varphi_{SIM1}\}) \cdots MAC(\{\varphi_{TEST1}\}, \{\varphi_{SIMn}\})) \\ \vdots \\ MAX(MAC(\{\varphi_{TESTn}\}, \{\varphi_{SIM1}\}) \cdots MAC(\{\varphi_{TESTn}\}, \{\varphi_{SIMn}\})) \end{matrix} \right\} \quad \text{Gl. 3-3}$$

$$MAC_n = \sum_{i=1}^n \frac{MAC_{CMP}(i)}{n} \quad \text{Gl. 3-4}$$

Bei der Zuordnung der Moden kann es zu Fehlern kommen, wenn beispielsweise m größer als n ist, nicht alle experimentellen Eigenformen vorliegen oder Eigenformen wenig Übereinstimmung zeigen. Der MAC-Wert ist zur Zuordnung außerdem nur verwendbar, wenn die Vektoren eine „starke“ Orthogonalität aufweisen. Dafür müssen die Eigenformen mit ausreichend vielen Freiheitsgraden beschrieben werden, und die Massenmatrix muss näherungsweise proportional zur Einheitsmatrix sein [123], was durch die gleichmäßige Massenverteilung bei Getriebegehäusen praktisch meist erreicht wird. Zur Überprüfung der Orthogonalität kann aus den Eigenformen aus Simulation *oder* Messung die quadratische AUTOMAC-Matrix nach Ewings [26] gebildet werden. Dabei wird eine MAC-Matrix aus einem einzigen Satz von Vektoren gebildet, und es entsteht eine symmetrische Matrix, die auf der Hauptdiagonale den Wert Eins annimmt. Die Werte abseits der Hauptdiagonalen liegen für ausreichend orthogonale Vektoren sehr nahe bei Null. Ist das nicht der Fall, so kann keine zuverlässige Zuordnung der Moden stattfinden.

- Eigenfrequenz-Abweichung der Modenpaare

Vor allem bei schmalbandiger Anregung ist die Lage der Eigenfrequenzen wichtig. Die Abweichung der Eigenfrequenzen der Modenpaare wird häufig als Qualitätskriterium eingesetzt und als Kennwert eines Bauteils für n Eigenfrequenzen im Mittelwert oder in der Standardabweichung zusammengefasst (Gl. 3-5 bis 3-7). Im Idealfall liegen die Kennwerte möglichst nahe bei Null.

$$\{dF\} = \left\{ \begin{array}{c} \left( \frac{f_{SIM\,CMP_i} - f_{TEST\,CMP_i}}{f_{TEST\,CMP_i}} \right) \cdot 100\% \\ \vdots \\ \left( \frac{f_{SIM\,CMP_n} - f_{TEST\,CMP_n}}{f_{TEST\,CMP_n}} \right) \cdot 100\% \end{array} \right\} \quad \text{Gl. 3-5}$$

$$dF_{mean\,n} = \sum_{i=1}^n \frac{dF(i)}{n} \quad \text{Gl. 3-6}$$

$$dF_{stabw\,n} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (dF(i) - dF_{mean\,n})^2}{n-1}} \quad \text{Gl. 3-7}$$

- Reihenfolge der Modenpaare

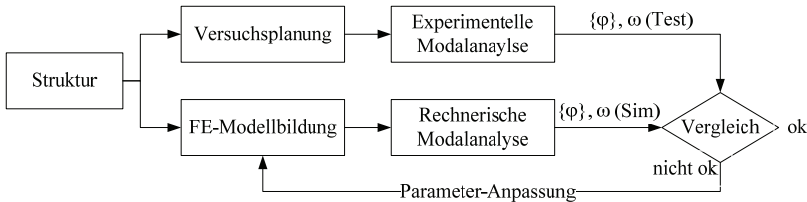
Die Reihenfolge der Modenpaare kann ebenfalls als Qualitätskriterium verwendet werden. Ideal ist eine Zuordnung der Eigenformen entlang der Hauptdiagonalen der MAC-Matrix. Dann entspricht die Eigenfrequenz-Nummer der Messung (EF-ID<sub>TEST</sub>) derjenigen der Simulation (EF-ID<sub>SIM</sub>). Die Zuordnung weicht aber beispielsweise wegen Starrkörperschwingungen der Rechnerischen Modalanalyse und nicht berücksichtigten Eigenformen der Experimentellen Modalanalyse von der Hauptdiagonalen ab. Außerdem kommt es neben diesen Ursachen, die einen Offset bei der Zuweisung verursachen, vor allem bei eng benachbarten Moden zu vertauschten Reihenfolgen, die der nur bedingten Übereinstimmung zwischen Rechnung und Messung zuzurechnen sind. Der Kennwert beschreibt über die Standardabweichung die Streuung bei der Zuordnung der CMPs (Gl. 3-8 und 3-9), und liegt idealerweise möglichst nahe bei Null.

$$dOrder_{mean\,n} = \sum_{i=1}^n \frac{EF\,ID_{SIM}(CMP_i) - EF\,ID_{TEST}(CMP_i)}{n} \quad \text{Gl. 3-8}$$

$$Order_{stabw\,n} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n ((EF\,ID_{SIM}(CMP_i) - EF\,ID_{TEST}(CMP_i)) - dOrder_{mean\,n})^2}{n-1}} \quad \text{Gl. 3-9}$$

Die Kennwerte für den Vergleich der Ergebnisse aus Rechnung und Messung werden je nach Anwendung gewählt und entweder für einen ganzen Frequenzbereich oder für problemrelevante Eigenfrequenzen definiert. Die Werkstoff-Parameter von Einzelbauteilen werden auf diese Weise gezielt so angepasst, dass Abweichungen minimiert werden. Bei Baugruppen werden verschiedene Modell-Varianten und -Parameter miteinander verglichen. Diesen Prozess zeigt Abb. 3-3 stark vereinfacht. Das Ergebnis ist bei Bau-

gruppen im Optimalfall ausreichend guter Übereinstimmung von Simulations- und Messergebnissen eine Empfehlung zur Verbindungsmodellierung. Ansonsten ist auch der Nachweis über die Größe der Abweichungen im Zusammenhang mit den eingesetzten Modellen eine wichtige Hilfestellung bei der Modellfindung.



**Abb. 3-3 Anpassung der Modellparameter durch Vergleich von Rechnung und Messung**

Stimmige Vergleiche oder Parameter-Anpassungen folgen mit Hilfe der Kennwerte nur, wenn die variierten Modellparameter als maßgebliche Ursache für Abweichungen zwischen Rechnung und Messung extrahiert werden. Um das sicherzustellen, müssen alle anderen Abweichungs-Ursachen minimiert werden.

Im Bereich der Messungen führen zum Beispiel die Unterschiede der Aufhängung im Vergleich zur Rechnung mit Frei-Frei-Randbedingungen zu Abweichungen der Kennwerte. Zur Minimierung dieses Fehlers werden die Bauteile bei der Experimentellen Modalanalyse mit weichen Gummiseilen an relativ steifen Punkten aufgehängt. Ähnliche Abweichungen werden durch die Verwendung von Miniaturaufnehmern oder berührungsloser Messverfahren eingeschränkt, weil Messaufnehmer Masse und Dämpfungsverhalten der Strukturen beeinflussen. Messungen werden außerdem unsicher, wenn bei der wiederholten Aufnahme von Messreihen zur Mittelung Anregungsort und -richtung variieren, außer der gemessenen Anregung weitere Einflüsse aus der Umgebung zu Schwingungen anregen und Nichtlinearitäten bezüglich Werkstoffverhalten und Reibungsvorgängen in Fügestellen auftreten. Zudem beeinflussen Annahmen bei der Messauswertung die Kennwerte. Beispiele hierfür sind die vorausgesetzte Linearität, die Parameterermittlung und die subjektive Parameterauswahl der Experimentellen Modalanalyse sowie die Annahmen im Zusammenhang mit der Signalaufbereitung und -verarbeitung. Bei Messungen von Baugruppen müssen Ausrichtung der Einzelbauteile und Montageverfahren beachtet werden. Fehler sind bei der Vielzahl an durchgeführten Messungen außerdem nicht auszuschließen. Expertenwissen, Erfahrung und Gewissenhaftigkeit sind bei der Durch-



führung von Messungen essentiell und ersetzen andererseits nicht die Notwendigkeit experimenteller Einflussanalysen. Die hier genannten Einflüsse sind keineswegs vollständig, sie zeigen jedoch, dass Messergebnisse und daraus abgeleitete Vergleichskennwerte nicht als makellose Referenz, sondern immer unter Berücksichtigung ihrer Unsicherheiten betrachtet werden müssen, siehe hierzu auch [40].

Nachdem die Ursachen für Abweichungen der Vergleichskennwerte von ihrem Optimalwert bekannt sind, werden die Messungen so durchgeführt, dass diese minimiert werden. Schließlich treten die Simulationsmodelle in den Fokus. Bei der Simulation beeinflussen beispielsweise die Homogenität der Werkstoffe, die geometrische Abbildung der Bauteile, die Numerik und die Auswahl der Ergebnisse, die zum Vergleich mit Messungen herangezogen werden, die Kennwerte. Insbesondere die Wahl der üblicherweise verwendeten linearisierten Verbindungsmodelle spielt bei Baugruppen eine wichtige Rolle, wobei die Modellparameter mitunter entscheidend sind. Wie oben angesprochen entstehen auch aus dem Vergleich von Simulations- und Messergebnissen selbst Einschränkungen bei der Aussagekraft der Kennwerte. Beispielsweise ist hier die Zuordnung der CMPs anhand maximaler MAC-Werte zu nennen.

## **3.2 Einzelbauteil-Betrachtung**

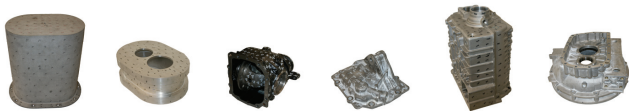
Die aus den Einzelbauteilen resultierenden Abweichungen zwischen Rechnung und Messung sollen bei der Untersuchung von Bauteilverbindungen möglichst gering sein, so dass im Wesentlichen Verbindungsmodelle für Ungenauigkeiten verantwortlich sind. Im ersten Unterkapitel werden die wichtigsten verwendeten Einzelbauteile und ihre Messdaten vorgestellt. Die FE-Modellierung und die Modellanpassung (Update) werden im zweiten Unterkapitel beschrieben. Abschließend erfolgt die Bewertung der Modellgüte.

### **3.2.1 Getriebebauteile und Messdaten**

Tabelle 3-1 zeigt die wichtigsten Einzelbauteile für die folgenden Untersuchungen. Ovale Prinzip-Getriebegehäuse (OPG) und Prinzip-Kupplungsglocke (PKG) sind Teil der Prinzip-Baugruppe, die einfache Abstrahlflächen besitzt und sehr unterschiedlich steife Bauteile kombiniert. Die Hinterachsgetriebe-Baugruppe besteht unter anderem aus einem massiven Gehäuse (HAG-G) und einem steifen Deckel (HAG-D) und zeichnet sich durch die Kombination von zwei verschiedenen Werkstoffen aus. In der komplexen ZF-Baugruppe werden Gehäuse (ZF-G) und Kupplungsglocke

(ZF-KG) verbaut. Die Bauteile sind Teil des ZF 6S850 Ecolite Getriebegehäuses.

Für alle Bauteile liegen die Ergebnisse aus Experimentellen Modalanalysen vor. Diese wurden durch die Aufhängung mit elastischen Expandern unter quasi Frei-Frei-Randbedingungen und mit Modalhammer-Anregung durchgeführt, wobei hervorzuheben ist, dass die Messmodelle durch die vielen Messpunkte sehr engmaschig sind. Dadurch werden umfangreiche Messdaten zur Modell-Verifizierung bereitgestellt. Außerdem können Eigenformen auch im hohen Frequenzbereich so detailliert beschrieben werden, dass sie ausreichend orthogonal sind, um die CMPs über die MAC-Matrix zu ermitteln (Kapitel 3.1).



Kurzzeichen	OPG	PKG	HAG-G	HAG-D	ZF-G	ZF-KG
Abmessungen [mm]	380/ 390/ 270	150/ 270/ 390	270/ 220/ 190	225/ 185/ 100	425/ 410/ 249	250/ 500/ 500
Wandstärke [mm]	ca. 4	ca.10/30	ca. 5	ca. 5	ca. 5	ca. 5
Werkstoff	AlSi7Mg	AlMg4,5 Mn0,7	EN-GJS-400-15	GD- AlSi9Cu3	GD- AlSi9Cu3	GD- AlSi9Cu3
Messpunkte	316	215	360	116	248	343
Frequenzbereich	0 - 2000 Hz		0 - 4200 Hz		0 - 3200 Hz	
Moden- Anzahl	26	4	16	7	28	26

Tabelle 3-1 Wichtigste verwendete Getriebe-Einzelbauteile

3.2.2 FE-Modelle

Die Getriebegehäuse aus Tabelle 3-1 werden im nächsten Schritt digitalisiert. Die geometrischen Informationen der FE-Modelle sind nicht aus CAD-Daten abgeleitet. Stattdessen wird ein Laserscan-Verfahren verwendet, um die Abweichungen der Einzelbauteil-Modelle von den realen Bauteilen auf ein Minimum zu beschränken. Durch die Firma Descam 3D Technologies GmbH werden die Bauteile mit einer Genauigkeit von bis zu 0,02 mm mit einem Laser gescannt. Dabei entstehen zunächst Punktwolken, die durch die anschließende Dreiecksmaschenbildung ausgedünnt werden. Diese Netze können ohne 3D-Flächen-Generierung direkt über eine Schnittstelle vom

FE-Preprozessor eingelesen werden. Durch die Einbindung von Bohrungen und anderen Geometriedetails entstehen geschlossene Oberflächennetze, die Basis der automatischen Volumenvernetzung mit „quadratischen“ Tetraeder-Elementen sind [59]. Zur vollständigen Erfassung der Oberflächen ist es nötig, HAG-G und ZF-G zu zerteilen. Deshalb werden die Messungen an anderen, baugleichen Gehäusen durchgeführt. Im Rahmen der Digitalisierung der Oberflächen für die FE-Modelle werden auch die Messpunkte der Modalanalyse durch taktile Antastung mit einem Messarm digitalisiert, so dass die Auswahl der FE-Ergebnisse für den Vergleich mit Messergebnissen wesentlich präziser wird.

Tabelle 3-2 zeigt die Eckpunkte der FE-Modelle. Die durchschnittliche Elementkantenlänge (EKL) der quadratischen Tetraeder-Elemente ist mit 3,6 bis 6,7 mm niedrig. Damit werden kleine Schrittweiten bei den Parametern der Verbindungsmodelle und symmetrische Kopplungsbereiche bei der Simulation von Bauteilverbindungen möglich. Außerdem können Vorgänge in den Trennfugen durch statische Kontaktrechnungen detailliert analysiert werden.

Kurzzeichen	OPG	PKG	HAG-G	HAG-D	ZF-G	ZF-KG
Volumen-Elemente	91 256	101 148	280 136	83 761	721 431	806 662
EKL mittel	5,8 mm	6,7 mm	4 mm	3,6 mm	4,2 mm	3,8 mm
Freiheitsgrade	547 005	509 895	1 425 339	449 514	3 713 466	4 130 472

**Tabelle 3-2 Digitalisierte FE-Modelle der wichtigsten Einzelbauteile**

### 3.2.3 Parameter-Anpassung und Modellgüte

Das „Update“ der FE-Modelle erfolgt durch die globale Anpassung von Dichte und E-Modul. In der Literatur finden sich auch viele Beispiele zur lokalen Anpassung geometrischer Größen bei größeren Modellen oder Schallennetzen, siehe beispielsweise [118]. Wegen der präzisen geometrischen Erfassung ist dies hier aber nicht sinnvoll. Weil die Volumina präzise beschrieben sind, ist die Anpassung der Dichte mit Hilfe der gemessenen Bauteilmassen einfach möglich. Für die Anpassung der E-Moduln müssen – wie in Kapitel 3.1 angesprochen – zunächst die modalen Parameter aus Rechnung und Messung verglichen werden. In einem breiten Frequenzbereich werden mit Hilfe der MAC-Werte die Modenpaare und deren mittlere Frequenzabweichungen ermittelt. Unter der Annahme, dass nur der betrachtete Werkstoffparameter der Simulation für Abweichungen verantwortlich ist, wird dieser schließlich so verändert, dass im Mittel keine Frequenzabweichung vorkommt. Dabei wird der Zusammenhang von E-Modul und Eigen-

frequenz genutzt (Gl. 3-10). Im betrachteten Frequenzbereich ist die durchschnittliche Frequenzabweichung der Modelle damit Null; nicht durch das Update ausgeglichen werden Streuungen einzelner Eigenfrequenzen.

$$\omega \sim \sqrt{E}$$

Gl. 3-10

Kurzzeichen	OPG	PKG	HAG-G	HAG-D	ZF-G	ZF-KG
Moden-Anzahl n	26	4	16	7	28	26
MAC <sub>n</sub>	0,96	0,99	0,94	0,97	0,99	0,99
MAC <sub>minimum</sub>	0,85	0,99	0,75	0,93	0,94	0,98
dF <sub>stabw n</sub> [%]	0,44	0,10	0,69	0,60	0,28	0,22

Tabelle 3-3 Vergleichskennwerte der wichtigsten Einzelbauteil-FE-Modelle

Abschließend soll die Modellgüte der Einzelbauteil-Modelle bewertet werden. Tabelle 3-3 zeigt die Vergleichskennwerte der FE-Modelle im betrachteten Frequenzbereich. Als Beispiel für die Zusammensetzung der Kennwerte zeigt Abb. 3-4 die MAC-Matrix des OPG und Abb. 3-5 dessen Eigenfrequenz-Abweichungen. Die Ergebnisse sind ausgesprochen gut. Alle MAC-Werte liegen im Durchschnitt weit über 90 %, und selbst die minimalen Werte sind sehr hoch. Die Standardabweichung ist mit maximal 0,69 % ebenfalls ausgesprochen niedrig. Unterschiede in den Ergebnissen entstehen bei dem leichten Bauteil HAG-D durch den Einfluss der Massen der Miniatur-Beschleunigungsaufnehmer und der Dämpfung durch ihre Kabel. Die Werkstoff-Inhomogenität ist beim sandgegossenen OPG Ursache für etwas größere Abweichungen. Die Unterschiede durch die Messung baugleicher Getriebegehäuse wurden in vorhergehenden Untersuchungen ausführlich rechnerisch und experimentell analysiert und als akzeptabel befunden. Beim ZF-G entstehen deshalb nur kleine Verluste an Genauigkeit, weil die für Digitalisierung und Messung verwendeten Bauteile mit einem Druckguss-Verfahren direkt nacheinander hergestellt wurden und deshalb sehr ähnlich sind. Beim Sandguss des HAG-G treten größere Abweichungen zwischen den einzelnen Exemplaren auf, wie sich anhand der Kennwerte feststellen lässt. Die aufgeführten Einschränkungen sind zwar erwähnenswert, jedoch werden trotzdem hervorragende Ergebnisse erzielt, die in der Literatur ausgesprochen selten vorkommen.

Außer den hier aufgeführten Einzelbauteilen wird auch eine Vorgelegewelle eingesetzt. Ihre Frequenzabweichung liegt bis 4,3 kHz unter 0,1 %. Ähnlich gut schneidet auch das Getriebe-Ausgleichsgehäuse ab. Weitere kleinere Bauteile spielen eine sekundäre Rolle. Ihre Modelle werden aber trotzdem in

vereinfachter Weise mit Messungen abgeglichen. Damit liegen insgesamt hochwertige Einzelbauteilmodelle für die weiteren Untersuchungen vor.

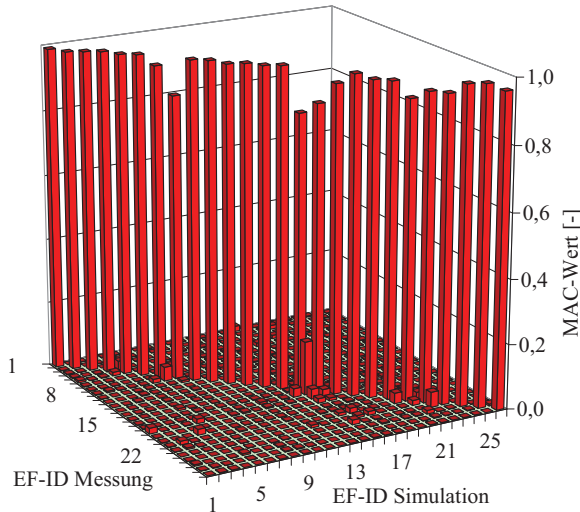


Abb. 3-4 MAC-Matrix des OPG

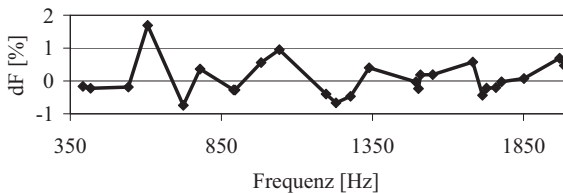


Abb. 3-5 Frequenzabweichung der Modenpaare des OPG

### 3.3 Baugruppen mit Schraubenverbindungen

Nach der Verifizierung der Einzelbauteile werden zunächst Baugruppen mit Schraubenverbindungen untersucht [101], die Basis für die folgenden Baugruppen mit Wälzlager sind. Die Modellierung solcher Verbindungen ist insbesondere für die oft dominierende motorinduzierte Anregung von Getrieben entscheidend, weil die Schwingungen nach [39] hauptsächlich über die verschraubten Gehäuse zum Getriebe übertragen werden. Beispielsweise weisen Helfrich und Pflieger in [47] durch die Gegenüberstellung der Ergebnisse unterschiedlicher Verbindungsmodelle den großen Einfluss der

Schraubenverbindungs-Modellierung auf das Schwingungsverhalten nach. In der Literatur finden sich viele Ansätze zur Modellierung von Schraubenverbindungen, allerdings fehlt es zum einen an konkreten Modellparametern und zum anderen an Modellen, die an die Anforderungen der Akustikrechnung angepasst sind. Daher werden häufig verwendete Modelle aus der Literatur aufgegriffen und auf ihre Eignung für die akustische Simulation hin überprüft. Geeignete Modelle werden entweder übernommen oder daraus abgeleitet. Um die Untersuchungen auf eine möglichst breite Basis zu stellen, werden die Modelle an drei sehr verschiedenen Getriebebaugruppen verifiziert. Die optimalen Modell-Parameter werden durch Vergleiche mit Messungen in einem breiten Frequenzbereich ermittelt.

Zunächst werden Baugruppen und Messergebnisse vorgestellt. Danach wird auf Modelle für Schraubenverbindungen eingegangen, die schließlich an den Baugruppen umgesetzt werden. Die Simulations-Ergebnisse werden ausgewertet, und eine Modellierungs-Empfehlung wird daraus abgeleitet.

### 3.3.1 Untersuchte Baugruppen und Messergebnisse

Die Baugruppen (Tabelle 3-4) bestehen aus jeweils zwei fest miteinander verschraubten Einzelbauteilen der Tabelle 3-1 und enthalten zusätzlich nur noch Schrauben und Unterlegscheiben. Die Gestaltung der Einschraubverbindungen und die Steifigkeiten von Bauteilen und Flanschen sind dabei sehr unterschiedlich. Die feste Verschraubung führt zu einer starken Vorspannung und zu einem völlig veränderten Schwingungsverhalten, so dass in der überwiegenden Zahl der Fälle völlig „neue“ Eigenformen entstehen.

Bevor auf das Eigenschwingverhalten der Baugruppen eingegangen wird, werden statische Messungen zur Untersuchung der Bauteilkopplung durchgeführt. Abb. 3-6 zeigt die Ergebnisse von Messungen mit druckempfindlichen FUJIFILM-Folien, die vor dem Anziehen der Schrauben in den Trennfugen zwischen den Bauteilen platziert werden [73]. Die Farbtiefe steigt mit der Flächenpressung. Die einzelnen Pressungsverteilungen weichen stark voneinander ab, was die Unterschiedlichkeit der Baugruppen unterstreicht. Bei der PBGR legt sich das nachgiebigere OPG an das PKG an. Dabei wird der Flansch mit Gusschräge (Skizze Tabelle 3-4) durch die Vorspannkraft elastisch verformt und liegt schließlich im Bereich der Bohrung an, wobei die Druckverteilung durch die Schräge asymmetrisch ist. Bei der HAG-BGR kommt es nicht zu großen elastischen Verformungen. Auch hier prägt die kurze Klemmlänge die Pressungsverteilung – hohe Pressungen entstehen dabei um die Bohrungen herum. Die Pressungsverteilung der ZF-BGR ist wegen der großen Klemmlängen wesentlich homogener als bei den anderen

beiden Baugruppen. Trotzdem ist erkennbar, dass die Bereiche gleicher Druckverteilungen zwischen den Schrauben etwas eingeschränkt sind, was eine Folge der hohen Drücke an den Bohrungsrändern durch die lokal begrenzte Krafteinleitung der Einschraubverbindung ist [74]. Eine detailliertere Auswertung der Ergebnisse solcher Messungen wird in [127] vorgestellt – die Scans der Druckfolien werden dort mit Matlab überarbeitet und schließlich je nach Pressung mit unterschiedlichen Farben dargestellt. Für die hier durchgeführten Untersuchungen bleibt festzustellen, dass die untersuchten Schraubenverbindungen zu stark unterschiedlichen Spannungsverteilungen führen, was bei der Modellbildung entsprechend berücksichtigt werden muss.




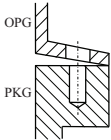
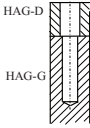
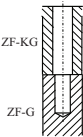
Einzelbauteile	OPG	PKG	HAG-G	HAG-D	ZF-G	ZF-KG
	 PBGR Prinzip-Baugruppe		 HAG-BGR Hinterachsgetriebe		 ZF-BGR Nutzfahrzeug-Getriebe	
Messpunkte	316	215	360	116	248	343
Frequenzbereich	0 - 2000 Hz		0 - 4200 Hz		0 - 3200 Hz	
Moden-Anzahl n	30		18		50	
Anziehmoment	23 Nm		45 Nm		46 Nm	
Skizze Schraubenverbindungen						
Schrauben	M8x25 mm - 8.8 (10x)		M10x25 mm - 8.8 (8x)		M10x75mm-10.9 (19x) M10x50 mm-10.9 (1x)	
Klemmlänge	5-7,4 mm		11 mm		57/ 34 mm	

Tabelle 3-4 Untersuchte Baugruppen mit Schraubenverbindungen

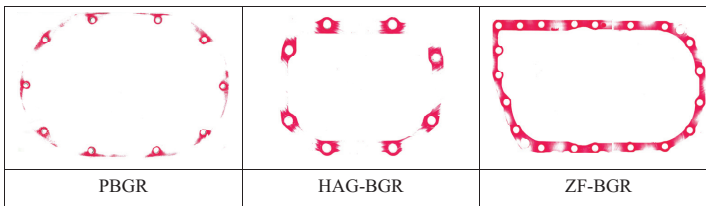


Abb. 3-6 Ergebnisse einer Trennfugen-Druckmessung [73]

Nach der statischen Untersuchung werden für alle Baugruppen Experimentelle Modalanalysen durchgeführt [8], [65], [66], [139]. Die Messbedingungen werden ähnlich wie bei den Einzelbauteilen gewählt, und auch die Messpunkte bleiben nahezu unverändert. Der durch den verwendeten Modalhammer eingeschränkte Frequenzbereich bleibt ebenfalls gleich. Die Wiederholgenauigkeit der einzelnen Impuls-Messungen zur nachfolgenden Schätzung von Übertragungsfunktionen hat Einfluss auf die Ergebnisse der Experimentellen Modalanalyse. Sie ist weiterhin ein Maß für die Linearität des Übertragungsverhaltens und deshalb bei Baugruppen geringer als bei Einzelbauteilen, wie auch in [3] und [41] im Rahmen von wiederholten Montagevorgängen gezeigt wird. Ausführliche Untersuchungen an der PBGR zeigen, dass die Streuung der Eigenfrequenzen auf wenige Hz beschränkt werden kann, wenn beim Zusammenbau der Bauteile nach einer Montageanleitung vorgegangen wird, die Anziehverfahren, -momente und -reihenfolge sowie die Bauteilausrichtung festlegt. Auch die Streuungen der Resonanz-Amplituden kann so klein gehalten werden. Dabei ist festzustellen, dass sensible Eigenfrequenzen auftreten, die bei wiederholten Montagevorgängen stärker als andere Eigenfrequenzen zu Streuungen bezüglich Frequenz und Dämpfung neigen. Neben der Minimierung der Ursachen für Streuungen unscharfer Modaldaten besteht auch die Möglichkeit, die Unsicherheiten bei der Anpassung des Simulationsmodells zu berücksichtigen [40]. Hier ist jedoch durch die Messbedingungen insgesamt sichergestellt, dass sich das System ausreichend linear verhält, und die Unsicherheiten der Baugruppe überschaubar bleiben.

Die erhöhten Unsicherheiten führen bei der Experimentellen Modalanalyse dazu, dass bei sensiblen Eigenfrequenzen die Pole im Stabilitätsdiagramm nicht so deutlich konvergieren wie bei Einzelbauteilen. Die Polauswahl wird erschwert, weil mathematische und physikalische Pole schwerer unterscheidbar sind. Deshalb werden zur leichteren Identifikation der Eigenfrequenzen neben dem Stabilitätsdiagramm die Summe der Amplituden aus den Übertragungsfunktionen, einzelne Übertragungsfunktionen, verschiedene



Eigenfrequenz-Indikator-Funktionen (MIF, Mode Indicator Function [26], [130]) und auch die Ergebnisse der Simulation eingesetzt. Die erschwerte Polauswahl ist auf einige Eigenfrequenzen beschränkt, bei denen Dämpfungseffekte der Fügestellen oder eng benachbarte Eigenfrequenzen auftreten, die dann schwer unterscheidbar sind. Die ZF-BGR ist davon nicht betroffen, weil durch die große Klemmlänge kaum Bereiche schwacher Pressung in den Fügestellen vorkommen, die Reibungsvorgänge zulassen. Insgesamt konvergiert der Großteil der Pole vergleichbar mit den Einzelbauteilen.

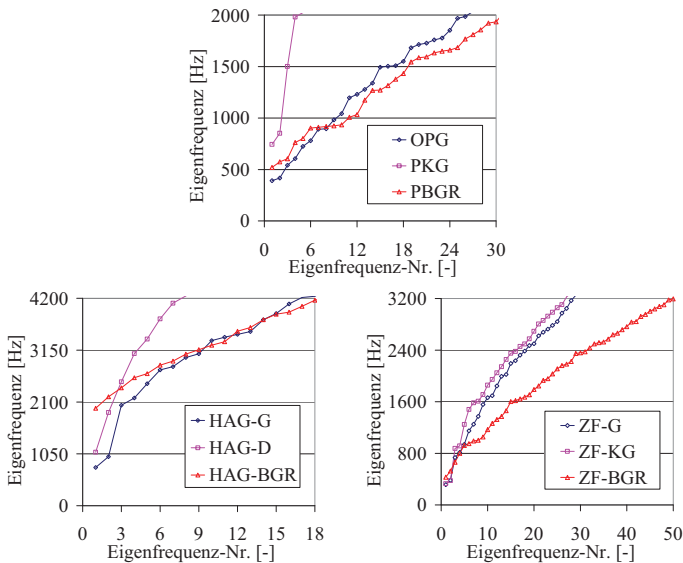


Abb. 3-7 Eigenfrequenz-Charakteristik von Baugruppen und ihren Einzelbauteilen

Die Ergebnisse der Experimentellen Modalanalysen sind die modalen Parameter der drei Baugruppen im untersuchten Frequenzbereich (Tabelle 3-4). Vor ihrer Verwendung zur Modell-Verifizierung werden sie zunächst analysiert und mit den Ergebnissen der Einzelbauteile verglichen. Abb. 3-7 zeigt die gemessenen Eigenfrequenzen der Einzelbauteile und der Baugruppen. Die großen Unterschiede der Baugruppen werden daraus ersichtlich. Das Verhalten der PBGR orientiert sich stark am elastischen OPG; es treten bei der Baugruppe in etwa gleich viele Eigenfrequenzen auf wie bei beiden Einzelbauteilen zusammen. Bei der HAG-BGR orientiert sich der Frequenz-Verlauf am HAG-G, vor allem im niedrigen Frequenzbereich ist die deutli-

che Versteifung der Baugruppe an den erhöhten Eigenfrequenzen erkennbar. Die ZF-BGR verändert ihr Schwingungsverhalten im Vergleich zu den Einzelbauteilen relativ wenig, nur die Modendichte steigt beträchtlich an.

Die modalen Dämpfungen werden wie die Eigenfrequenzen mit der Modalanalyse-Software [15] aus Übertragungsfunktionen ermittelt. Es liegt damit im Gegensatz zur Rechnerischen Modalanalyse ein indirektes Problem vor, weil Anregung und Antwort bekannt, die Systemmatrizen aber unbekannt sind [68]. Das mechanische Übertragungsverhalten wird durch einen mathematischen Ausdruck angenähert, der aus der Mechanik-Differenzialgleichung abgeleitet ist. Wie bei der Körperschall-Simulation wird dabei auch modale viskose Dämpfung angenommen. Die a priori unbekannten Parameter werden so angepasst, dass Rechnung und Messung bestmöglich übereinstimmen. Als Ergebnis können im Stabilitätsdiagramm die modalen Parameter Eigenfrequenz und Dämpfung in Abhängigkeit von der Zahl berücksichtigter Pole gewählt werden. Dieses Verfahren zur Extraktion der Dämpfungsverhältnisse aus den Übertragungsfunktionen berücksichtigt alle Messungen und ist sehr stabil. Unsicherheiten treten wiederum durch die subjektive Auswahl der Werte aus dem Stabilitätsdiagramm auf.

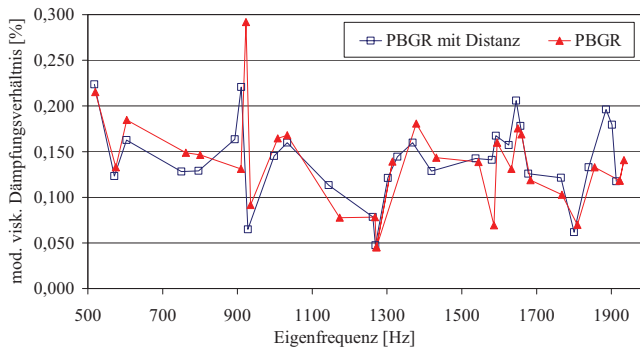
Untersuchungen zur Messung modaler Dämpfungen im Zusammenhang mit dieser Arbeit haben gezeigt, dass durch die Messung selbst relativ große Unsicherheiten entstehen. Dabei spielen insbesondere die Aufhängung und bei leichten Bauteilen die Messkabel der Aufnehmer eine wichtige Rolle, weil sie zusätzliche Ursachen für erhöhte Dämpfungen einbringen, die in der Simulation mit Frei-Frei-Randbedingungen nicht berücksichtigt werden. Die Dämpfungsverhältnisse der PKG weichen um durchschnittlich circa 10 % voneinander ab, wenn die Messungen mit reproduzierter Aufhängung durchgeführt werden. Der Wert steigt auf über 30 %, wenn anstelle eines Expanders ein Nylonseil zur Aufhängung des Bauteils verwendet wird, und auf 50 % bei ungünstig verändertem Aufhängungspunkt. Eine absolute Aussage zu den modalen Dämpfungsverhältnissen ist aufgrund dieser Erkenntnisse schwierig, relative Vergleiche sind unter vergleichbaren Bedingungen möglich.

Zur Dämpfungsbestimmung werden separate Messungen mit minimalen Störeinflüssen durchgeführt, weil die Aufhängung für die Experimentellen Modalanalysen unter anderen Gesichtspunkten – wie beispielsweise der Zugänglichkeit aller Messpunkte – gewählt wurde. Die Änderungen der durchschnittlich gemessenen Dämpfungen sind zwar nicht groß, die Störeinflüsse sollen aber minimiert werden, um die Bedeutung der Fügestellendämpfung bei diesen Messungen abschätzen zu können. Die gemittelten modalen vis-

kosen Dämpfungsverhältnisse im betrachteten Frequenzbereich zeigt Tabelle 3-5. Sie beziehen sich auf die kritischen Dämpfungen und sind deshalb nicht von der Moden-Normierung abhängig. Die Unterschiede zwischen der modalen Dämpfung des jeweils dominierenden Einzelbauteils und der Baugruppen sind klein und liegen innerhalb der üblichen Streubreiten. Bei allen Baugruppen liegen die Dämpfungen außerdem zwischen den Werten der Einzelbauteile. Die Dämpfungswerte von ZF-G und ZF-KG unterscheiden sich trotz gleicher Werkstoffe und zeigen die Unsicherheiten der Dämpfungs-Messung auf.

Kurzzeichen	OPG	PKG	HAG-G	HAG-D	ZF-G	ZF-KG
	PBGR		HAG-BGR		ZF-BGR	
modale Dämpfung	0,15 %	0,04 %	0,04 %	0,09 %	0,10 %	0,07 %
	0,14 %		0,07 %		0,09 %	
mit Distanz	0,13 %		0,06 %		0,11 %	

**Tabelle 3-5 Gemittelte modale viskose Dämpfungsverhältnisse**



**Abb. 3-8 Dämpfungsverhältnisse der PBGR mit und ohne Distanz**

Der Vergleich zwischen Einzelbauteilen und Baugruppen belegt, dass sich die Fügstellendämpfung durch das niedrige Kraftniveau der Modalhammer-Anregung nicht auswirkt und der Einfluss dieser in der Simulation nicht berücksichtigten nichtlinearen Effekte klein ist.

Diese Aussage wird durch eine weitere Versuchsreihe gefestigt, bei der in den Fügstellen zwischen den Bauteilen an den Schrauben Distanzscheiben eingebracht werden. Dadurch liegen die Bauteile nicht mehr direkt aufeinander, und es entstehen klar definierte, kleinere Kontaktbereiche mit hohen Pressungen, die zu konservativem Schwingverhalten führen [152], und

Übergangsbereiche, die hauptsächlich für Reibungsvorgänge in Fugen verantwortlich sind [127], entfallen. Die Effekte der Fügestellendämpfung sind damit extrahiert. Die Kontaktsteifigkeiten und damit die Eigenfrequenzen werden durch die verringerte Auflagefläche der Distanzscheiben bei allen Bauteilen verringert, wobei nur die HAG-BGR mit 2,5 % große Veränderungen aufweist. Bei der PBGR wird experimentell nachgewiesen, dass sich die Eigenformen kaum verändern, was ein hoher durchschnittlicher MAC-Wert zwischen den Eigenformen beider Experimenteller Modalanalysen von 96 % belegt. Die Dämpfungswerte weichen im betrachteten Frequenzbereich nur geringfügig voneinander ab (Tabelle 3-5 und Abb. 3-8). Die Amplituden der Übertragungsfunktionen zeigen leichte Veränderungen bei der HAG-BGR auf. Weil viele Eigenformen im Bereich der Trennfuge schwingen, schlägt sich hier die Veränderung etwas deutlicher nieder als bei der PBGR, die wegen der lokalen Auflageflächen am ehesten mit der HAG-BGR verglichen werden kann. Insgesamt belegen die zusätzlich durchgeführten Versuche jedoch, dass die Fügestellendämpfung geringen Einfluss auf die hier durchgeführten Messungen hat.

Kurzzeichen	HAG-BGR	ZF-BGR	Voith-G-O	Voith-G-AN
Dichtungswerkstoff	Papier	Papier	Papier	Metall, beschichtet
Dicke der Dichtung	0,2 mm	0,25 mm	1,5 mm	0,25 mm
Frequenzbereich	4,2 kHz	3,2 kHz	3,2 kHz	3,2 kHz
Dämpfung ohne Dichtung	0,07 %	0,09 %	0,17 %	0,13 %
Dämpfung mit Dichtung	0,09 %	0,12 %	0,33 %	0,28 %
Zunahme durch Dichtung	19 %	29 %	92 %	127 %

Tabelle 3-6 Gemittelte modale viskose Dämpfungsverhältnisse mit und ohne Dichtung

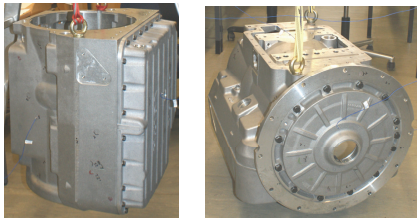


Abb. 3-9 Voith DIWA.5 Baugruppen: Voith-G-O (li.), Voith-G-AN (re.)

Die bislang präsentierten Ergebnisse stammen von Getrieben ohne Dichtungen. Im Folgenden soll der Einfluss von Dichtungen auf das Schwingungs-

verhalten experimentell aufgezeigt werden. Dafür werden vier Getriebebaugruppen untersucht, deren Dichtungen verschiedene Werkstoffe und Dicken aufweisen (Tabelle 3-6). Die Messbedingungen zur Dämpfungsmessung bleiben dabei unverändert. Neben der ZF- und der HAG-Baugruppe, für die Dichtungen vorliegen, werden hier noch zwei weitere Baugruppen aus einem Voith DIWA.5 Busgetriebe einbezogen, die ebenfalls nur aus jeweils zwei Bauteilen bestehen (Abb. 3-9). Das Voith-G-O besteht aus Gehäuse und Ölwanne und das Voith-G-AN aus Gehäuse und Antriebsdeckel. Das dynamische Verhalten der beiden Baugruppen ist mit dem der ZF-BGR vergleichbar. Die Klemmlängen der Schraubenverbindungen sind mit 21 bzw. 14 mm aber kleiner.

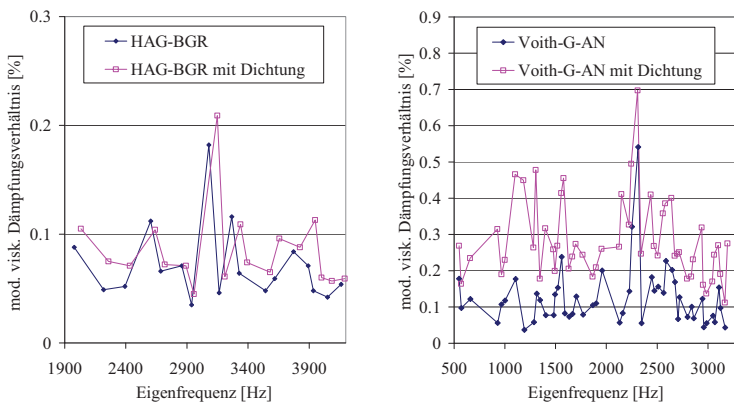


Abb. 3-10 Dämpfungsverhältnisse mit/ ohne Dichtung: HAG-BGR (li.), Voith-G-AN (re.)

Dichtungen führen oft zur Homogenisierung der Flächenpressung, wie in [127] an zwei Motor-Beispielen und in [149] an einem Getriebe-Flansch gezeigt wird. Die Eigenfrequenzen der Baugruppen weichen durch die Dichtungen hier durchschnittlich nur circa 1 % voneinander ab. Die Dichtung wirkt zum Beispiel bei der HAG-BGR versteifend, weil ohne Dichtung nicht kontaktierende Bereiche (Abb. 3-6) durch die Dichtung gekoppelt werden. Bei der ZF-BGR hingegen führt die Zwischenschicht zu einer Eigenfrequenz-Verringerung, weil der breitflächig kontaktierende Trennfugenbereich durch die Dichtung nachgiebiger wird. Tabelle 3-6 zeigt die gemittelten viskosen Dämpfungsverhältnisse der Baugruppen mit und ohne Dichtung. Weil bei der Auswertung der Dämpfungsverhältnisse die an der Gesamtschwingung nicht stark beteiligten Eigenformen gleichwertig einfließen, sind die Ergebnisse über die Auswertung der Übertragungsfunktionen

zusätzlich abgesichert. Trotz der geringen Unterschiede bei den Eigenfrequenzen treten abhängig vom Dichtungstyp und der konstruktiven Gestaltung zum Teil starke Veränderungen bei den Dämpfungen auf. Abb. 3-10 zeigt die Dämpfungsverhältnisse im Detail. Bei der HAG-BGR erkennt man neben der moderaten Zunahme der Werte auch die angesprochene Eigenfrequenz-Verschiebung.

Durch die experimentellen Untersuchungen wird deutlich, dass Dichtungen sehr unterschiedliche Auswirkungen auf das Schwingungsverhalten von Baugruppen haben. Sie wirken sich schwach und in unterschiedliche Richtungen auf die Eigenfrequenzen aus, und sie erhöhen die Dämpfungen – allerdings sehr unterschiedlich und auch stark modenabhängig. Diese Ergebnisse werden durch die experimentellen Untersuchungen an einem Motorblock mit Sicken- und Silikondichtungen in [127] und in [112] durch Anschlagversuche mit Dichtungsvariation sowie durch die Simulation mit unterschiedlich steifen Dichtungen in [128] bestätigt.

Sehr unterschiedliche konstruktive Lösungen und Werkstoffe bei der Abdichtung von Trennfugen zwischen Getriebebauteilen [100] und das Ziel möglichst allgemeingültiger Untersuchungen von Baugruppen mit Schraubenverbindungen rechtfertigen, dass Dichtungen zwischen Bauteilen bei den Referenzmessungen von Getriebebaugruppen hier nicht berücksichtigt werden. Anhand der gezeigten Ergebnisse kann jedoch ihr Einfluss abgeschätzt werden. Aufbauend auf den Untersuchungen ohne Dichtungen kann die Modellierung mit Dichtungen separat behandelt werden. Der Grundsatz der separaten Behandlung von Problemen bleibt damit gewahrt. Dieses Vorgehen hat zudem den Vorteil, dass Eigenfrequenzen in den Versuchen nicht „weggedämpft“ werden und damit leichter identifizierbar sind, was zu besseren Messdaten für die Verifizierung der Simulationsmodelle führt. Außerdem bleibt der Einfluss der Dämpfung klein, und die vereinfachende Annahme der modalen viskosen Dämpfung in der Experimentellen Modalanalyse wirkt sich nicht stark aus.

Damit sind alle Baugruppen und Messdaten für die Verifikation der Baugruppen-Simulation bereitgestellt und die Pressungsverhältnisse der Fügestellen bekannt. Die Messbedingungen und die Montage sind so festgelegt, dass die Messergebnisse gut reproduzierbar sind. Die Eigenfrequenzen belegen im Vergleich zwischen Einzelbauteilen und Baugruppen die großen Unterschiede zwischen den Baugruppen. Die großen Unsicherheiten bei der Dämpfungsmessung durch die Messbedingungen sind erläutert. Durch Vergleich der Dämpfungswerte zwischen Einzelbauteilen und Baugruppen und durch Messungen an den Baugruppen fast ohne Fügestellenkontakt wird

aufgezeigt, dass nichtlineare Fügestellendämpfungs-Effekte auf die Messergebnisse keinen nachweisbaren Einfluss haben. Die Auswirkung verschiedener Dichtungen auf vier Getriebebaugruppen wird in gesonderten Untersuchungen aufgezeigt und ist ausgesprochen unterschiedlich und stark modenabhängig. Damit, und weil sich die Dichtungs-Problematik hauptsächlich auf die Dämpfungen beschränkt, wird gerechtfertigt, dass die Modellierung von Dichtungen separat zu behandeln ist.

### **3.3.2 FE-Modellierung von Schraubenverbindungen**

Die Herausforderung bei der Akustiksimulation von Baugruppen mit Schraubenverbindungen besteht darin, FE-Modelle für die Körperschallrechnung zu definieren, die das komplexe nichtlineare Verhalten der Bauteilverbindungen ausreichend genau wiedergeben. Bei der Modellfindung muss beachtet werden, dass für Akustikrechnungen trotz stetig steigender Rechnerleistungen recheneffiziente Modelle verwendet werden, und dass die eingesetzten Lösungsalgorithmen linearisierte Modelle verlangen. Solche Modelle können Verbindungsdetails zwar nicht berücksichtigen, sie lassen jedoch zu, dass die Ergebnisse im Entwicklungsprozess rechtzeitig zur Verfügung stehen. Hier werden zunächst übliche Ansätze für die Schraubenverbindungs-Modellierung aus der Literatur aufgegriffen und ihrer Komplexität entsprechend klassifiziert. Schließlich werden daraus verschiedene Varianten abgeleitet, die für die Baugruppen weiterverwendet werden. Dabei werden die Modell-Parameter im physikalisch sinnvollen Bereich variiert.

Die Schraubenvorspannkraft führt in den Schrauben zu Zug- und in den Bauteilen überwiegend zu Druckspannungen. Zwischen Schraubenkopf und Gewinde nimmt die axiale Druckspannung tendenziell nach außen hin ab. Der Verspannungskörper hat bei einfachen symmetrischen und relativ steifen Verbindungen die Form einer rotierten Parabel und verbreitert sich vom Schraubenkopf ausgehend zur Trennfuge hin [96]. Trotz grundsätzlich ähnlicher Gestaltung von Schraubenverbindungen kann der dreidimensionale Wirkungsbereich durch unterschiedliche Detailgestaltung stark variieren, was die Modellierung erschwert. Für Schraubenverbindungs-Modelle spielen die Schrauben selbst, Kontaktbereiche zwischen Schraubenkopf und Gehäuse, Gewinde und Gehäuse und zwischen den verschraubten Gehäusen sowie der Einfluss der Vorspannung eine Rolle. In der FEM müssen im Wesentlichen die Einflüsse auf Steifigkeits- und Massenmatrix mit den zur Verfügung stehenden Elementen abgebildet werden.

Die FE-Modellierung von Schraubenverbindungen wird in der Literatur häufig aufgegriffen und hier in drei Bereiche aufgeteilt: zunächst werden

Arbeiten im Zusammenhang mit der Bauteilverbindungs-Auslegung aufgeführt. Danach folgen Literaturstellen mit Schraubenverbindungs-Modellen für dynamische Betrachtungen im Zusammenhang mit akustischen Fragestellungen, und abschließend wird auf die Modellierungsmöglichkeiten der Trennfugenvorgänge eingegangen, die mit den Schraubenverbindungen im Zusammenhang stehen.

Wender und Kelkel untersuchen in [149] Schraubenverbindungen von Getriebegehäusen. Es wird gezeigt, dass die Druckverteilung im Bauteil gut angenähert wird, wenn dreidimensionale Schrauben durch einfache Balkenelemente ersetzt werden, und dass sich das Ergebnis auch bei vernachlässigter Bohrungs-Modellierung nicht stark ändert. Über ein Modell mit Gewinde wird außerdem nachgewiesen, dass hauptsächlich die ersten drei bis vier Gewindegänge an der Kraftübertragung beteiligt sind. In [88] werden Modelle mit unterschiedlicher Detaillierungstiefe vorgestellt. Von stark vereinfachten Modellen mit Balkenelementen statt ausmodellierter Schrauben wird für lokale Auswertungen der Spannungen abgeraten. Forbig et al. behandeln in [31] die FE-Berechnung zur Auslegung der Mehrschraubenverbindung eines Kegelrades. Detailliert modellierte Schrauben werden dabei eingesetzt, weil deren dynamische Beanspruchung im Mittelpunkt steht. Schraubenverbindungen eines Pumpengehäuses werden in [77] durch versteifende MPCs (Multi Point Constraint) und Balkenelemente abgebildet. Diese Modellierung wird als geeigneter Kompromiss gesehen, und es wird in Kauf genommen, dass die Ergebnisse im Bereich der Schraubenverbindungen nicht korrekt sind. Eine Spannungsanalyse für Prinzip-Bauteile wird für unterschiedlich stark vereinfachte Schraubenverbindungs-Modelle in [29] durchgeführt. Eine starke Abhängigkeit der Ergebnisse von der Modell-Komplexität wird dabei aufgezeigt. Mit einem einfachen Beispiel werden die Spannungen in dreidimensional modellierten Schrauben mit und ohne Berücksichtigung des Gewindes auch in [63] behandelt.

Bubenhausen zeigt in [16] die Anwendungsbereiche der FE-Berechnungen bei der Auslegung von Schraubenverbindungen im Automobilbau in Abgrenzung von analytischen Rechnungen. Die FE-Simulation wird demnach vor allem bei Mehrschrauben-Verbindungen eingesetzt, um die Kraftverteilung in den Bauteilen zu ermitteln. Es wird aufgezeigt, wie MKS-Rechnungen äußere Lasten als Eingangsgrößen für die FE-Simulation liefern. Die FE-Simulation wird dann eingesetzt, um die am meisten beanspruchte Schraube zu ermitteln. Bei der Schraubenverbindungs-Modellierung werden lineare und nichtlineare Modelle sowie Modelle mit Balken und MPCs und dreidimensionale Modelle – auch mit Gewinde –



unterschieden. Dazu werden die zugehörigen Entscheidungskriterien genannt. Die Grenzen von FE-Modellen mit berücksichtigten Gewinden bezüglich Fertigungstoleranzen des Gewindes, Fließen des Materials und Setzerscheinungen werden in [58] aufgezeigt. In [154] wird beispielsweise die bei Mehrschraubenverbindungen mit unsymmetrischer Schraubenanordnung notwendige Auslegung von Schrauben und Schraubenverbindungen mit der FEM behandelt. Am Beispiel einer exzentrisch belasteten Mehrschraubenverbindung wird ein detailliertes Schraubenmodell mit Gewinde verwendet. In [84] werden detaillierte FE-Modelle von Schraubenverbindungen bei Fahrzeug-Karosserien auf Superelemente reduziert, die das Übertragungsverhalten von Schrauben vereinfacht wiedergeben. Die Auslegung von Mehrschraubenverbindungen mit ineinander verlaufenden Druckkegeln wird in [33] diskutiert. In solchen Fällen wird wegen fehlenden Parametern analytischer Modelle ebenfalls auf die FEM verwiesen. Die Modellierung mit Balken und MPCs wird angesprochen, und die zeitlichen Vorteile der standardisierten dreidimensionalen Modellierung bei nichtlinearen Analysen für die Verbindungsauslegung werden aufgezeigt.

Im zweiten Bereich stehen dynamische Fragestellungen im Fokus. Zur Abbildung der Dynamik eines Getriebegehäuses mit Kupplungsglocke im Frequenzbereich bis 2 kHz werden in [122] Schraubenverbindungen allein durch Balken-Elemente und ohne Trennfugen-Kopplung an den Verbindungsstellen abgebildet. Durch einen Update-Prozess werden die Balkenquerschnitte auffallend unterschiedlich angepasst, was physikalisch schwer begründbar ist und die Schwächen des Modells aufzeigt. Die Ergebnisse liegen deutlich unter denen der Einzelbauteile: die durchschnittlichen MAC-Werte der Baugruppe betragen circa 80 % für 15 zugeordneten Eigenfrequenzen, und die Frequenzabweichungen liegen bei maximal 6 %. Bei den nachfolgenden Eigenfrequenzen fallen die Werte stark ab, und eine Zuordnung der Moden aus Rechnung und Messung ist kaum noch möglich. Steffens simuliert Bauteilverbindungen zur akustischen Untersuchung eines Motor-Getriebe-Verbundes stark vereinfacht durch die starre Kopplung von Fügestellen an den Verbindungspunkten [134]. Der Einfluss von Dichtungen und der Fügestellendämpfung wird dabei durch erhöhte modale Dämpfungen abgebildet. Die Modelle werden durch Messungen verifiziert, wobei die beträchtlichen Frequenz-Abweichungen großer Amplituden voneinander, die teilweise über 200 Hz betragen, für die durchgeführten Untersuchungen akzeptiert werden. Zur Geräuschminderung von Hydraulikpumpen werden in [87] Bauteilverbindungen durch starre Kopplung der Gehäuseteile in der kompletten Trennfuge abgebildet. Begründet wird diese Modellierung durch

die nicht aufgeführte Gegenüberstellung der Ergebnisse mit Messungen. Schedlinski et al. modellieren in [121] Schraubenverbindungen zwischen Zylinderkurbelgehäuse und Kurbelwellen-Grundlagerdeckel. Die Schrauben mit langem Schaft werden vereinfacht dreidimensional ausmodelliert und in einer weiteren Variante durch Punktmassen ersetzt. Die Bauteile werden in der Trennfuge mit MPCs in einem nicht genauer beschriebenen Gebiet miteinander verknüpft. Beide Varianten liefern ähnlich gute Ergebnisse: für 24 untersuchte Eigenfrequenzen liegt der durchschnittliche MAC-Wert bei beachtlichen 95 %. Allerdings beeinflussen Schraubenverbindungen und Lagerdeckel das Schwingungsverhalten der Baugruppe nur wenig.

Zur akustischen Auslegung von Wälzlager eines Kurbeltriebes in [111] werden die Schraubenverbindungen durch die Kopplung der Bauteile im Bereich des doppelten Schrauben-Durchmessers abgebildet. Helfrich und Pflieger weisen in [47] darauf hin, dass einfache Modelle in vielen Fällen aufwandsneutral verbessert werden müssen, weil kaum zwischen globalen und lokalen Untersuchungen unterschieden werden kann, wenn viele Bauteilverbindungen vorkommen. Es wird eine Einteilung von Schraubenverbindungs-Modellen vorgenommen, bei der Schrauben mit und ohne Gewinde durch Balken-Elemente oder dreidimensional abgebildet werden. Die akustische Optimierung eines Motorblocks wird mit einer Struktur mittlerer Komplexität durchgeführt, das symmetrisch vernetzte Schrauben-Modelle ohne detailliert modellierte Gewinde mit berücksichtigtem Flanken- und Steigungswinkel enthält. In einer statischen Vorrechnung kann sich so der Schaft verdrehen und die Bohrung aufweiten. Die kontaktierenden Bereiche werden schließlich für die Durchführung der dynamischen Berechnung miteinander verbunden. Die dreidimensionale Abbildung der Schrauben und die Einbindung einer statisch nichtlinearen Kontaktrechnung vor der Rechnerischen Modalanalyse wird auch in [128] bei der Akustiksimulation eines Busgetriebes durchgeführt.

Der dritte Bereich betrifft die energiedissipierenden Vorgänge in Trennfugen von Baugruppen. Diese tragen in vielen Fällen wesentlich zur gesamten Dämpfung bei [32], [127]. Bei Getrieben werden diese Effekte in aller Regel stark vereinfacht durch globale Dämpfung berücksichtigt, weil die Bauteile durch die starke Vorspannung quasi-lineare Systeme darstellen und an anderen Stellen im Getriebe – zum Beispiel bei Verzahnungen, Wälzlager und Dichtungen zwischen rotierenden und feststehenden Bauteilen – vergleichsweise wesentlich mehr Energie dissipiert. An dieser Stelle werden einige Referenzen aus dem Bereich der Motor-Simulation aufgeführt, wo wesentlich größere Kräfte auftreten [134]. In diesem Anwendungsbereich gehört

die hinreichend genaue Modellierung der Fügestellendämpfung zwar ebenfalls noch nicht zum Stand der Technik [127], die lokalen Dämpfungseffekte werden aber trotz aufwendiger Modellbildung und langer Rechenzeiten teilweise nicht mehr vernachlässigt.

Die akustische Optimierung einer Dichtung zwischen Ventildeckel und Zylinderkopf bezüglich Material und Geometrie wird in [112] durchgeführt. Die Modellierung der Schraubenverbindungen und der Trennfugenvorgänge spielt dabei eine zentrale Rolle, was durch die Gegenüberstellung verschiedener Dichtungsvarianten gezeigt wird. Die Dichtung wird dreidimensional abgebildet und vollständig mit den Bauteilen verbunden. Das experimentell an einem Probekörper ermittelte Werkstoffverhalten der Dichtungen wird im Modell nichtlinear und frequenzabhängig beschrieben. Die Response-Rechnung muss deshalb mit einem direkten Lösungsverfahren durchgeführt werden. Der Vergleich der Übertragungsfunktionen aus Rechnung und Messung zeigt eine bessere Übereinstimmung im Vergleich zum herkömmlichen Ansatz mit modalen Dämpfungen. Beide Verfahren weichen allerdings oft in der Größenordnung von 10 dB voneinander ab.

Der Reibkontakt eines Verbrennungsmotors zwischen Zylinderkurbelgehäuse und Ölwanne wird in [35] mit der Methode der harmonischen Balance, die nichtlineare Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften abbilden kann, linearisiert. Bei einigen Eigenfrequenzen werden Ergebnisse aus Rechnung und Messung mit zufriedenstellender Übereinstimmung miteinander verglichen. Nichtlineare Flankenkontakte mit Mikroschlupf werden in [121] mit linearer Modellierung und mit einer linearisierten Methode der harmonischen Balance erfasst. Beide Verfahren zeigen gute Übereinstimmungen mit Messergebnissen. Die Untersuchungen zeigen ergänzend dazu, dass die am Modell vorhandenen Schraubenverbindungen hinreichend genau mit linearen Modellen simuliert werden können. Experimentelle Untersuchungen mit Shaker-Anregungen auf verschiedenen Kraftniveaus belegen, dass die Dämpfungseffekte aus den Schraubenverbindungen vernachlässigbar klein sind.

In [126] und [127] werden FE-Simulationen an einem Motorblock durchgeführt. Das Ziel ist dabei eine hinreichend genaue Dämpfungsmodellierung. Durch die Abbildung lokaler Dämpfungseffekte sollen modale Dämpfungswerte aufgrund der Fugendämpfung besser erfasst werden können als mit dem herkömmlichen Ansatz konstanter globaler Dämpfung. Die Kontaktflächen zwischen den Bauteilen werden mit Hilfe von Dünnschichtelementen und deren Dissipationsverhalten mit dem Ansatz konstanter Hysterese modelliert. Durch die Definition lokaler Dämpfung entstehen dabei rechentechnisch relativ aufwendig zu ermittelnde komplexe Eigenwerte. Die modalen

Dämpfungen aus der komplexen Rechnung werden mit einer Pfadverfolgung den Moden des ungedämpften Modells zugeordnet. Die Materialparameter der Dünnschichtelemente werden in einem Ausschwingversuch auf einem dafür entwickelten Prüfstand gewonnen, bei dem auch Dichtungen berücksichtigt werden können. Simulationsergebnisse zeigen eine vielversprechende Übereinstimmung von simulierten und experimentell ermittelten modalen Dämpfungen. Netzmann et al. wenden das Verfahren in [104] im Rahmen der akustischen Simulation eines Motorrad-Motors unter Berücksichtigung der auftretenden Unsicherheiten an. Diese Vorgehensweise ist Gegenstand laufender Forschungsarbeiten. Für die verbreitete technische Anwendung müssen weitere Materialparameter experimentell ermittelt werden. Ausführlichere Verifikationen der Modelle mit Messungen müssen zudem abgewartet werden, um die Modellierungskosten zu rechtfertigen.

Die hier vorgestellten Literaturstellen zeigen zahlreiche Modelle für Schraubenverbindungen auf. Ausführliche Untersuchungen der Verbindungs-Modelle werden fast ausschließlich für statische Anwendungen durchgeführt. Bei akustischen Beispielen stehen sie nur selten im Vordergrund. Umfassende Untersuchungen von Modellen mit variiertem Modellierungstiefe in einen breiten Frequenzbereich kommen nicht vor, und konkrete Modellierungshinweise mit verifizierten Modellparametern für die praktische Umsetzung der Modelle sind selbst im statischen Bereich nicht vorhanden. Durch die fehlenden Untersuchungen in diesem Bereich wird die Modellierungstiefe für ähnliche Zwecke sehr unterschiedlich gewählt, was entweder zu Lasten der Genauigkeit oder der Rechenzeit geht.

	Klasse	a	b	c	d
Schraube	realistisch	x			
	stark vereinfacht		x	x	x
Trennfuge	realistisch	x	x		
	vereinfacht			x	
	stark vereinfacht				x

Tabelle 3-7 Schraubenverbindungsmodell-Klassifizierung entsprechend seiner Komplexität

Vor der Erstellung von Varianten wird ausgehend von gängigen Modellen in der Literatur zunächst eine Klassifizierung der Modelle für Schraubenverbindungen nach ihrer Komplexität vorgenommen (Tabelle 3-7) und im Folgenden diskutiert. Ausgehend davon kann die Komplexität des FE-Modells

für die Akustik-Simulation gewählt werden, bevor Schraubenverbindungs-Modelle aufgestellt und verifiziert werden.

In Klasse a werden Schrauben mit Gewinden abgebildet, und auch die Vorgänge in den Trennfugen werden modelliert. Die Realisierung der Modelle ist extrem zeitaufwendig, und der Nutzen für die Akustik-Ergebnisse ist ungewiss, weil auch detaillierte Modelle nicht frei von Abweichungen sind. Der Berechnungsaufwand ist für diese Aufgabe nicht vertretbar, weil lokale Effekte wie Gewindebeanspruchungen irrelevant sind, und in Getriebebaugruppen sehr viele Schraubenverbindungen abgebildet werden müssen.

Klasse b verwendet deshalb durch Balkenelemente ersetzte, stark vereinfacht abgebildete Schrauben mit vernachlässigten Gewinden. Diese Vereinfachung wird sich auf die globalen Bauteilschwingungen nicht stark auswirken. Wie oben beschrieben nimmt die Energiedissipation in den Trennfugen bei Getrieben keinen großen Stellenwert ein. Die geforderte Linearisierung des Kontaktproblems der Trennfuge ist zudem komplex, und Einschränkungen müssen beachtet werden. Auch weil die Trennfugen-Modellierung noch nicht ausreichend verifiziert und die Modellierung nicht ohne Weiteres umsetzbar ist, und weil der Rechenaufwand für Akustiksimulationen von Getrieben unrealistisch groß ist, ist diese Klasse derzeit für die Getriebeakustik irrelevant.

Klasse c implementiert eine statisch nichtlineare Simulation vor der Einbindung in die Rechenkette. Dadurch wird die „tatsächliche“ Kontaktzone der Bauteil-Trennfuge, die unter anderem vom Anziehmoment abhängt, bestimmt. Schließlich werden die Bereiche, an denen die Bauteile Kontaktkräfte übertragen, gekoppelt. Diese Linearisierung kann mittlerweile mit FE-Programmen automatisch durchgeführt werden (Contact Lock Funktion [56]). Eine individuelle Lösung hat jedoch den Vorteil flexibler Kopplungs-Grenzwerte, die zum Beispiel durch die Höhe der auftretenden Normalkräfte definiert sind. Energiedissipations-Effekte der Bauteil-Trennfugen werden in dieser Klasse zwar vernachlässigt, ihre Steifigkeiten werden aber berücksichtigt.

Der derzeitige Stand der Technik für vergleichbare Anwendungen wird mit Klasse d beschrieben: die Trennfugen zwischen Bauteilen werden mit MPCs in einem definierten Bereich miteinander verbunden. Schrauben werden lediglich durch Balken-Elemente modelliert oder auch noch stärker vereinfacht durch vergrößerte Trennfugen-Koppelbereiche berücksichtigt.

Das Ziel dieser Untersuchung ist die Modellierung von Schraubenverbindungen für die Akustikrechnung mit den in Kapitel 1.2 vorgestellten Lö-

sungsalgorithmen. Die eingesetzten Gehäuse sind dünnwandig, und es kann angenommen werden, dass sich die Baugruppen quasi-linear verhalten und keine signifikante Energiedissipation in den Trennfugen auftritt. Die Ergebnisse der Untersuchungen sollen außerdem für industrielle Anwendungen bei ähnlichen Beispielen mit gängigen Rechenverfahren leicht aufgreifbar sein. Deshalb werden die Klassen c und d nachfolgend weiterverwendet. Damit wird der Schwerpunkt der Modellierung auf die korrekte Abbildung der Massen- und Steifigkeitsmatrix der Baugruppen gelegt. Die statisch nichtlineare Vorrechnung der Klasse c ist nur für die stark verformte PBGR mit asymmetrischen Verspannungskörpern sinnvoll. Die Druckmessungen aus Abb. 3-6 zeigen, dass sich die Trennfugen-Verhältnisse für die anderen Bauteile wesentlich einfacher darstellen lassen und eine Vorrechnung vermeidbar ist. Für die Klasse d soll der Stand der Technik insbesondere durch die Aufstellung und Verifizierung konkreter Modelle und Parameter erweitert werden. Zur Verifizierung der Simulationsergebnisse der Klassen c und d sind die Messergebnisse aus Kapitel 3.3.1 gut einsetzbar, weil das angewandte Verfahren der Experimentellen Modalanalyse und die Messbedingungen mit den Ansätzen der Rechnerischen Modalanalyse harmonisieren.

Nach der Festlegung beider für die Schallabstrahlungsberechnung bezüglich der Detaillierungstiefe relevanten Klassen werden dafür jeweils FE-Modell-Varianten erstellt. Sie basieren auf den Vorschlägen der Literatur und verwenden gängige Werkzeuge der FE-Modellierung. Abb. 3-11 zeigt die Varianten A und B der Klasse c und die Varianten 1 bis 5 der Klasse d.

Im Feld links oben werden die Freiheitsgrade der Knoten in der Bauteil-Trennfuge durch Knoten-Flächen-Verbindungen inkompatibler FE-Netze miteinander gekoppelt. Die dafür ausgewählten Knoten sind entweder alle Knoten der Trennfuge (V1), alle Knoten der Trennfuge innerhalb eines bestimmten Durchmessers um die Bohrung (V2) oder alle Knoten unterhalb eines bestimmten Kontaktabstands- oder Kraft-Schwellwertes, die aus der statisch nichtlinearen Vorrechnung resultieren (VA). Damit werden die eingebrachten Steifigkeiten durch Schrauben, Verspannung der Bauteile und Trennfuge auf einen einzigen Kopplungs-Parameter konzentriert. Die Knoten-Flächen MPCs versteifen lediglich einzelne Verbindungen vom entsprechenden Knoten zur Fläche – die Fläche selbst bleibt biegsam.

Variante 3 koppelt die Freiheitsgrade der Bauteile in einem einzigen „MPC-Rigid“ (Rigid - starre Verbindung) pro Bohrung. Die relative Lage der Knoten eines MPC-Rigids wird damit fixiert – es entsteht ein komplett versteifter Körper. Hierfür werden die Knoten innerhalb eines Zylinders

zwischen der Schraubenkopf-Auflage und den ersten sechs Gewindegängen [105] entlang der Schraubenachse einbezogen.

In Variante 4 werden die gekoppelten Freiheitsgrade aus Variante 3 an der Bauteilgrenze aufgeteilt. Für jede Bohrung werden damit zwei Gebiete durch MPC-Rigids komplett versteift. Beide Bereiche werden durch elastische Balkenelemente entlang der Klemmlänge miteinander verbunden. Die Steifigkeit der Trennfuge wird bei dieser Variante über erhöhte Balkensteifigkeiten berücksichtigt.

Die Varianten 5 und B verbinden die Bauteile in den Trennfugen entsprechend den Varianten 2 und A. Zusätzlich werden die Freiheitsgrade des ersten Bauteils im Bereich der Schraubenkopfauflage und die des zweiten Bauteils im Bereich der Oberflächen der ersten sechs Gewindegänge zu je einem MPC-Rigid zusammengefasst. Die elastischen Balkenelemente aus Variante 4 verbinden die Rigids miteinander.

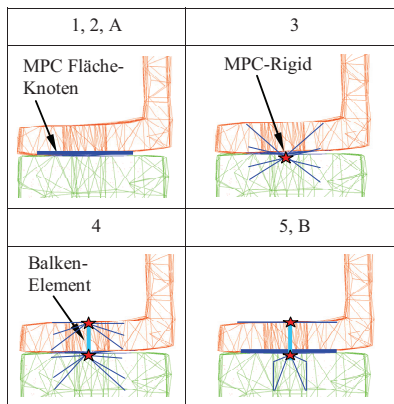


Abb. 3-11 Varianten für die Simulation von Schraubenverbindungen

Neben den Steifigkeiten müssen auch die Massen von Schrauben und Unterlegscheiben berücksichtigt werden. Bei allen Varianten wird am Schwerpunkt von Schraube und Unterlegscheibe ein Punktmassen-Element definiert, das über ein nicht versteifendes MPC mit den umgebenden Knoten von Kopfauflage und Gewinde entsprechend Variante 5 verbunden wird. Bei den Modellen mit Balken könnte die Zusatzmasse auch über die Werkstoff-Dichte berücksichtigt werden. Der Unterschied beider Möglichkeiten liegt im Wesentlichen im Massenträgheitsmoment, das durch die Punktmasse

nicht berücksichtigt wird. Um Ergebnis-Differenzen von dieser Seite her auszuschließen, wird eine einheitliche Modellierung der Massen vorgezogen.

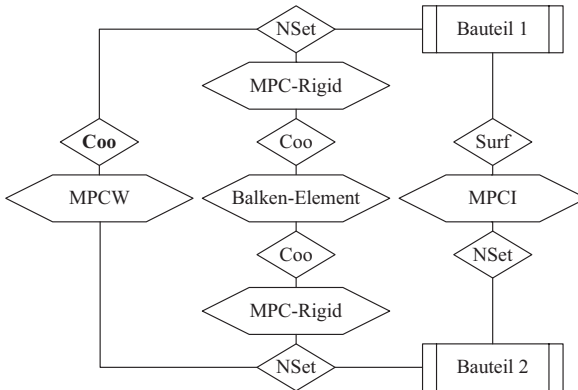


Abb. 3-12 Aufbau-Schema FE-Modell Varianten 5 und B

Weil sich die FE-Modelle in vielen Punkten im Aufbau überschneiden, viele Varianten aufgebaut werden, und weil die Fehlerwahrscheinlichkeit gesenkt werden soll, empfiehlt sich eine systematische Vorgehensweise bei der Modellierung. Abb. 3-12 zeigt beispielhaft das Aufbauschema für die Varianten 5 bzw. B. Bauteil 1 und 2 sind über zwei „Pfade“ miteinander verbunden. Zum einen beschreibt der rechte Pfad die Verbindung der Trennfuge. Dafür ist die Definition einer Oberfläche (Surf) und des gegenüberliegenden Knoten-Sets (NSet) nötig. Letzteres wird nach Eingabe der Bohrungs-Mittelpunkte automatisiert aus FE-Modellen (V5) oder aus den Berechnungsergebnissen der Kontaktrechnung (VB) ausgelesen. Beide Informationen werden für die Definition des Oberflächen-Knoten-MPC (MPC1) benötigt. Der Pfad in der Mitte beschreibt das Balken-Element, das die beiden versteiften MPC-Gebiete (MPC-Rigid) ausgehend von zwei Knoten (Coo) an Kopfauflage und Bohrungsmittelpunkt in den Trennfugen miteinander verbindet. Die Masse wird am Schwerpunkt appliziert (Coo, fett gedruckt) und über ein nicht versteifendes MPC (MPCW) eingebunden. Die einzelnen Elemente aus dem Schema werden in separaten Dateien abgelegt, die in der FE-Kommando-Datei von verschiedenen Varianten aufgerufen werden. Je nach Modell-Parameter ändern sich dabei die Dateien entsprechend. Die Zusammenstellung der meist parameterabhängigen Dateien erfolgt mit Visual-Basic-Programmen, so dass viele Parameter mit geringem Zusatzaufwand variiert werden können.



Nach der Definition der Varianten müssen die „richtigen“ Parameter für die Abbildung der Modell-Steifigkeiten gefunden werden. Dafür werden für jedes Modell mit verschiedenen Parametern Rechnerische Modalanalysen durchgeführt, deren Ergebnisse schließlich mit denen der Experimentellen Modalanalyse verglichen werden. Anschließend können die besten Parameter ermittelt und weitere Erkenntnisse aus den Ergebnissen abgeleitet werden.

In [112] und [142] werden zur Minimierung der zu berechnenden Varianten die statistische Versuchsplanung eingesetzt (DOE, Design of Experiments). Um einen aufwendigen Optimierungsprozess zu vermeiden, werden im Rahmen dieser Arbeit die Parameter innerhalb von physikalisch orientierten Grenzen schrittweise gewählt. Durch die Berechnung der Ergebnisse jedes Schritts werden auf Kosten der Rechenzeit aufwendige und schwer beschreibbare inverse Parameter-Optimierungsprobleme vermieden, die eigene Unsicherheiten in die Ergebnisse einbringen und nicht zwangsläufig ein globales Optimum ausgeben.

Die Kopplungsdurchmesser der Trennfugen werden für V2 und V5 variiert, und die Durchmesser der versteiften, zylinderförmigen Gebiete für V3 und V4. Die gekoppelte Gewindetiefe umfasst konstant sechs Gewindegänge (3, 4, 5, B) [22]. Die Balken-Durchmesser werden den Schrauben-Durchmessern entsprechend gewählt. Ihre Elastizitäts-Moduln werden variiert, um ihren versteifenden Einfluss zu verändern (4, 5, B). Bei den Varianten A und B (Klasse c) wird der Trennfugenbereich in der berechneten Kontaktzone gekoppelt. Diese Varianten werden wie angesprochen nur für die PBGR mit ihren unsymmetrischen Verspannungskörpern berechnet. FE-Solver mit automatischer Contact-Lock-Funktion koppeln zwei Bauteile vollständig, sobald ein Kontakt geschlossen ist. Dieses Kriterium hängt wiederum von den Abständen zwischen Knoten und Flächen ab. Weil numerisch keine Null existiert, wird ein bestimmter sehr kleiner Wert angenommen. Damit ist die Kopplung unflexibel und physikalisch fragwürdig, weil die Trennfugen-Steifigkeit lastabhängig ist. Hier wird deshalb ein variabler Schwellwert für die Verbindung der Bauteile in der Trennfuge eingeführt. Einerseits wird eine Kontaktkraft-Grenze verwendet, um Knoten erst ab einer bestimmten Normalkraft zu koppeln. Demgegenüber lässt ein Abstands-Schwellwert die Kopplung von Knoten zu, die in der Kontaktrechnung nicht am anderen Bauteil anliegen, sondern in einem bestimmten Abstand davon entfernt liegen. Ein Kraft-Schwellwert über Null Newton lässt sich physikalisch begründen: erst ab einer bestimmten Kraft ist eine starre Verbindung der Oberflächen sinnvoll. Der Abstands-Schwellwert hingegen

wird verwendet, um die Trennfugen-Steifigkeit stellvertretend für nicht im Modell berücksichtigte Steifigkeiten zu erhöhen - zum Beispiel, um die Biegesteifigkeit der Schrauben in Variante A zu berücksichtigen.

Nachdem die zu variierenden Parameter festgelegt sind, werden dazu in Tabelle 3-8 Anhaltswerte aufgeführt. Die erste Spalte zeigt Ersatz-Durchmesser aus der Trennfugen-Druckmessungen (Abb. 3-6). Die Werte werden entsprechend der intensiv eingefärbten Fläche abgeschätzt. Die zweite Spalte zeigt ebenfalls gemessene Werte. Um die Schraubenbohrungen konzentrisch angeordnete Kreise können in der Trennfuge maximal diesen Durchmesser erreichen, ohne über ein Bauteil herauszuragen. In der dritten Spalte werden Durchmesser aus der analytischen Berechnung der Platten-Nachgiebigkeit nach VDI 2230 [96] aufgeführt. Diese Durchmesser werden vom Ersatz-Verformungskegel maximal erreicht, wenn die ungehinderte Ausbreitung nicht von Bauteilgrenzen eingeschränkt wird. Die in der Tabelle fett gedruckten Werte kennzeichnen die jeweils realistischere Annahme für die Ausdehnung der Verformungskörpers. Beispielsweise kann sich der Druckkegel der ZF-BGR wegen der Bauteil-Grenzen nicht ungehindert auf 62 mm ausdehnen. Weitere Angaben zur Ausbreitung der Verformungskörper durch die Schraubenvorspannung beschreibt Niemann in [105].

	D <sub>Messung</sub> Ersatz-Durchmesser Druckmessung	D <sub>A</sub> Trennfuge: Ersatz- Außendurchmesser	D <sub>A, Gr</sub> Grenzdurchmesser unbegrenzter Kegel
PBGR	20	25	<b>19</b>
HAG	25	<b>20</b>	24
ZF	30 +	<b>19</b>	62

Tabelle 3-8 Anhaltswerte für die Fugenkopplung nach VDI 2230 und aus Druckmessungen

3.3.3 Gegenüberstellung Rechnung und Messung

Nachdem die Modell-Varianten für die Schraubenverbindungen erstellt und die Variablen festgelegt sind, werden für alle Baugruppen, Varianten und Parameter im relevanten Frequenzbereich (Tabelle 3-1) Rechnerische Modalanalysen durchgeführt. Die Ergebnisse aus Rechnung und Messung werden entsprechend den Angaben in Kapitel 3.1 miteinander verglichen. Abweichungen können hauptsächlich auf die Bauteilverbindungen zurückgeführt werden, weil die Verifikation der Einzelbauteilmodelle hervorragende Ergebnisse belegt (Kapitel 3.2.3) und die Messbedingungen sorgfältig gewählt wurden. Die Vergleichs-Kennwerte werden schließlich für alle Baugruppen und Verbindungsmodelle analysiert.

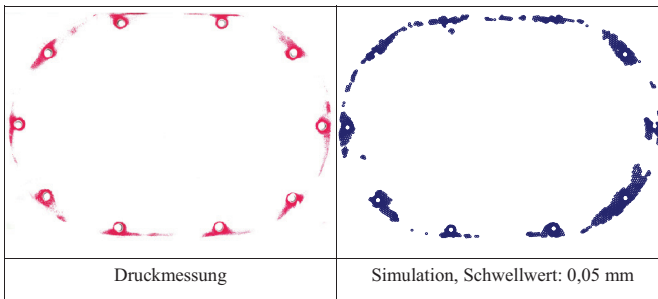


Abb. 3-13 Vergleich der Ergebnisse in der Trennfuge der PBGR

Zunächst wird die statisch nichtlineare Vorrechnung für die Varianten der Klasse c durch Vergleich mit den Messergebnissen überprüft. Die Anwendung beschränkt sich wie oben erläutert auf die PBGR. Der Vergleich der Ergebnisse aus der Trennfugen-Druckmessung (Abb. 3-6) und der Kontakt-Simulation bei einem Schwellwert von 0,05 mm in Abb. 3-13 zeigt eine gute Übereinstimmung. Durch den Abstands-Schwellwert werden auch Knoten angezeigt, die in der Rechnung keinen Kontakt haben. Damit wird die Foliendicke im Versuch bei der Auswertung berücksichtigt. Abweichungen im Bereich der Schraubenbohrung resultieren aus der Diskretisierung und der vereinfachten Schraubenkraft-Aufbringung in der Simulation. Außerdem reagiert der Solver der Kontaktrechnung empfindlich auf die Veränderung von Parametern wie beispielsweise den Reibwerten, und die Elementkantenlänge ist für diese Berechnung nicht optimal.

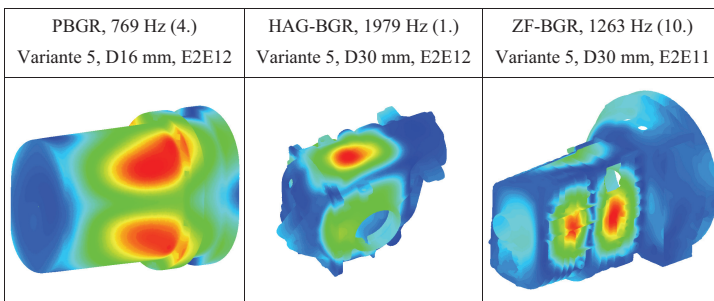


Abb. 3-14 Beispielhafte Eigenformen der Baugruppen mit Schraubenverbindungen, Variante 5

Die Baugruppen werden zunächst eingespannt und mit einer statischen Last beaufschlagt, um die grundlegende Funktionalität der Verbindungsmodelle

zu überprüfen. Erst dann wird die Rechnerische Modalanalyse durchgeführt. Deren Eigenformen werden ebenfalls auf Plausibilität hin geprüft. Abb. 3-14 zeigt beispielhaft Eigenformen der Baugruppen mit Schraubenverbindungen unter Angabe der Varianten, der Kopplungsdurchmesser und der E-Moduln der Balken-Elemente, beispielsweise E2E12 für  $2 \cdot 10^{12}$  N/mm<sup>2</sup>. Gut erkennbar sind die Ausprägungen der Eigenformen über die Bauteilgrenzen hinweg.

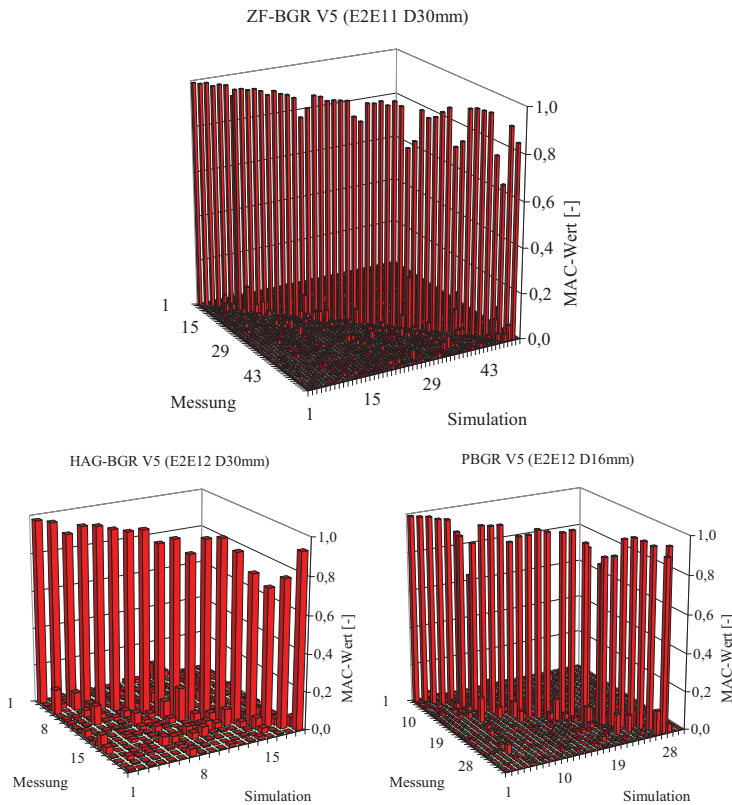


Abb. 3-15 MAC-Matrizen der Baugruppen, Variante 5

Nachdem sichergestellt ist, dass die Verbindungsmodelle richtig umgesetzt sind, werden die Kennwerte für den Vergleich der Ergebnisse aus Rechnung und Messung erzeugt. Die Basis dafür ist die MAC-Matrix (Kapitel 3.1), in

der die Zuordnung zwischen experimentell ermittelten und simulierten Moden vorgenommen wird. Unterschiedliche Zuordnungen der Moden bei zu starker Abweichung der MAC-Matrix von der gewünschten Diagonalforn führen beim Vergleich der Ergebnisse für verschiedene Verbindungs-Parameter dazu, dass die Kennwerte nicht nur aufgrund der variierten Parameter voneinander abweichen. Um das zu vermeiden, muss bei allen Parametern und Varianten ein Mindestmaß an Übereinstimmung zwischen Rechnung und Messung gewährleistet sein. Bei den hier durchgeführten Beispielen wird das für Einzelbauteile und Baugruppen auch durch die Einschränkung des Frequenzbereiches (Tabelle 3-4) erreicht. Eine „Verschmutzung“ der Kennwerte aufgrund falscher Zuordnung kann damit weitgehend ausgeschlossen werden. Abb. 3-15 zeigt beispielhaft die MAC-Matrizen aller Baugruppen für die Variante 5. Im Vergleich zu den Matrizen der Einzelbauteile (Abb. 3-4) treten zwar in einigen Fällen vertauschte Reihenfolgen bei der Zuordnung auf, und die Werte sind etwas niedriger, trotzdem sind die Matrizen für die Moden-Zuordnung sehr gut geeignet.

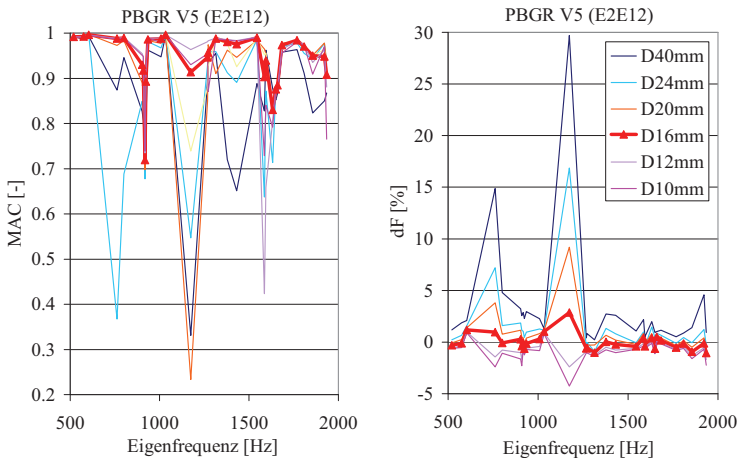


Abb. 3-16 Detaillierter Kennwert-Verlauf der PBGR, Variante 5 (E2E12) über der Frequenz für verschiedene Koppeldurchmesser

Die Ergebnisse verschiedener Varianten werden mit Hilfe von Mittelwerten und Standardabweichungen miteinander verglichen (Kapitel 3.1). Abb. 3-16 zeigt beispielhaft die MAC-Werte und die Eigenfrequenz-Abweichungen über der Frequenz bei einigen ausgewählten Koppeldurchmessern für die Variante 5 der PBGR. Es ist gut erkennbar, dass die Verläufe sehr ähnlich

sind, so dass die Parameter mit dem besten Mittelwert (fett gedruckt) in aller Regel auch durchgängig bessere Ergebnisse liefern – die hier vorgenommene Zusammenfassung zu jeweils einem Kennwert ist damit zulässig. Die MAC-Werte verhalten sich wegen eng benachbarter Eigenfrequenzen weniger eindeutig als die Frequenzabweichungen der CMPs. Diese zeigen deutlich die unterschiedliche Sensitivität der Eigenfrequenzen bezüglich der Modell-Parameter. Für beide Kennwerte treten die empfindlichen Bereiche oft – aber nicht immer – bei den gleichen Eigenfrequenzen auf. Zur vereinfachten Untersuchung von Verbindungsmodellen ist es denkbar, „empfindliche“ Frequenzen gezielt als Optimierungs-Indikator einzusetzen. Mit steigender Frequenz leicht fallende MAC-Werte lassen Modellierungsschwächen vermuten. Dabei muss allerdings beachtet werden, dass die Qualität der Modaldaten wegen der erhöhten Modendichte und des zunehmenden Einflusses der Dämpfung mit steigender Frequenz tendenziell abnimmt [122].

Abb. 3-17 zeigt am Beispiel ausgewählter Schraubenverbindungs-Modelle mit sehr guten Ergebnissen den Verlauf aller untersuchten Kennwerte (Kapitel 3.1) über den variierten Trennfugen-Koppelparametern. Jeder Punkt im Diagramm fasst die Kennwerte aller untersuchten Eigenfrequenzen einer Baugruppe zusammen. „Knicke“ im MAC-Wert-Verlauf kommen immer wieder vor. Eine fehlerhafte Moden-Zuordnung kann der Grund dafür sein. Das ist hier jedoch nicht der Fall, weil die übrigen Verläufe keine Auffälligkeiten zeigen. Vielmehr treten bei diesen Parametern eng benachbarte Eigenfrequenzen auf, die zu niedrigen MAC-Werten führen [119]. Solche Stellen kommen in den Ergebnissen durch die umfangreiche Parameter-Variation häufig vor. Der Verlauf der Frequenzabweichung zeigt auf, dass sich die Eigenfrequenzen mit zunehmender Trennfugenkopplung erwartungsgemäß erhöhen. Der Order-Kennwert zur Bewertung der Übereinstimmung der Reihenfolgen der Moden aus Rechnung und Messung verändert sich fast nur bei extremen Koppelparametern. Die Verläufe sind insgesamt sehr stetig, was die Aussagekraft der Kennwerte unterstreicht. Das Maximum des MAC-Verlaufs, das Minimum der Kurven für die Standardabweichung der Eigenfrequenz-Abweichung und des Kennwertes für die Reihenfolge der Moden sowie der Nulldurchgang der mittleren Frequenzabweichung treten an einem gemeinsamen Durchmesser-Parameter auf. Zu nachgiebige Varianten können beispielsweise dazu führen, dass mit keinem der Parameter die durchschnittliche Eigenfrequenz-Abweichung zu Null wird, und damit die Suche nach dem gemeinsamen Optimum aller Kennwerte erschweren. Bei allen Varianten, die verglichen mit den Einzelbauteilen zu sehr guten Ergebnissen führen, werden die Optima aller Kennwerte bei einem gemeinsamen Parame-

ter erreicht oder unterscheiden sich nur unwesentlich. Die Auswertung wird dadurch stark vereinfacht, weil ein einzelner Kennwertverlauf stellvertretend für die übrigen Kennwerte zur Findung der optimalen Parameter verwendet werden kann.

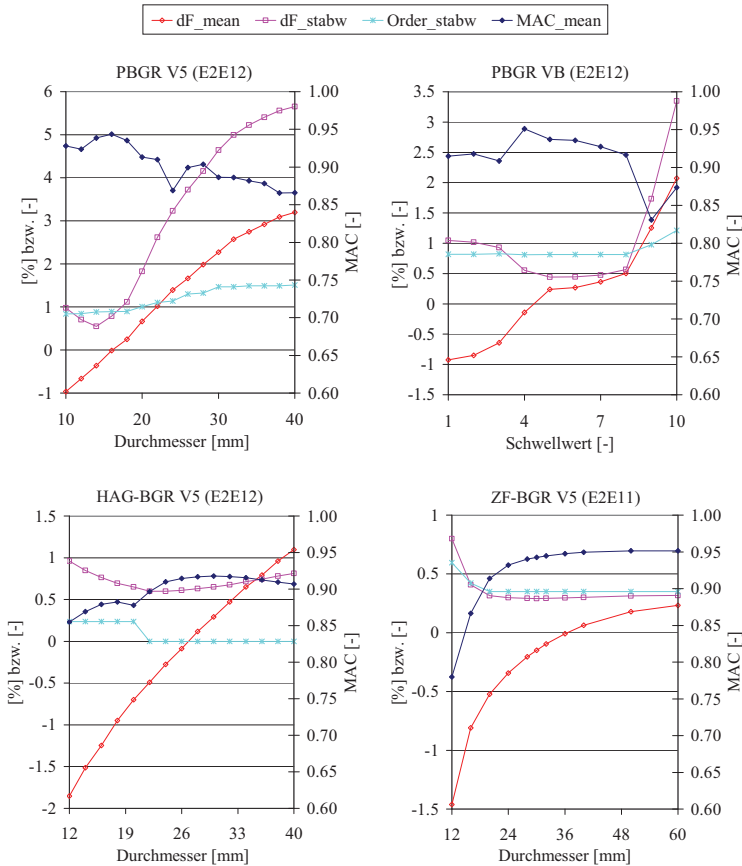


Abb. 3-17 Ausführliche Ergebnisse der Varianten 5 bzw. B für alle Baugruppen

Die Ergebnisse aus Abb. 3-17 zeigen außerdem auch die Empfindlichkeiten aller Kennwerte gegenüber Änderungen des gekoppelten Bereiches auf. Entsprechend den Anforderungen an die Ergebnisse kann so der Stellenwert der Parameterwahl eingeschätzt werden. Die Frequenzabweichungen verlau-

fen auch bei anderen Varianten ähnlich. Je nach Gesamtsteifigkeit der Variante kommt es zu einer Parallelverschiebung des Frequenzverlaufes. Die Steigung verändert sich leicht, wenn sich der Stellenwert der Trennfugenkopplung verschiedener Varianten unterscheidet. Beispielsweise ist bei Variante 5 die Trennfugen-Steifigkeit weniger bedeutsam als bei Variante 2, weil ein zusätzliches Beam-Element parallel geschaltet ist. Beim Verlauf der Standardabweichungen der Eigenfrequenz-Unterschiede fällt auf, dass Modelle mit sehr guten Parametern im Vergleich zu weniger guten Modellen ein ausgeprägteres, tieferes Minimum aufweisen.

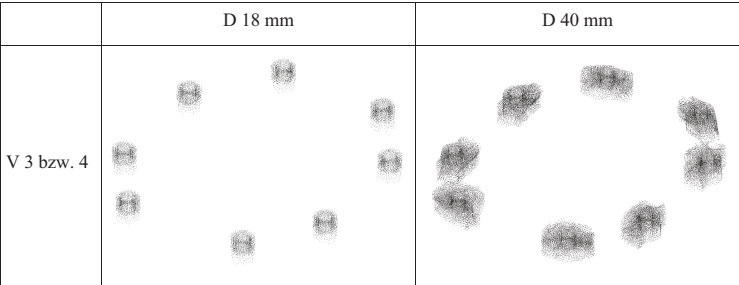


Abb. 3-18 Eingebundene Knoten bei variiertem Koppel-Durchmesser der HAG-BGR

Abb. 3-18 zeigt beispielhaft die Koppelknoten verschiedener Durchmesser für die Varianten 3 bzw. 4. Die Koppelknoten dieser Varianten liegen innerhalb eines Zylinders. Sie werden bei Variante 3 einem und bei Variante 4 zwei MPCs zugeteilt (Kapitel 3.3.2). Bei dem gezeigten Durchmesser von 40 mm entstehen aufgrund der Bauteilgrenzen keine zylinderförmigen Koppelbereiche mehr. Bei der Variante 2 werden im Gegensatz zur Abb. 3-18 lediglich die Knoten beider Bauteile in der Trennfugen-Ebene gekoppelt.

Die Ergebnisse verschiedener Balkensteifigkeiten zeigt Abb. 3-19 am Beispiel von Variante 4 der PBGR. Die Verläufe verhalten sich erwartungsgemäß. Mit steigender Balkensteifigkeit verschiebt sich das Maximum des MAC-Wert-Verlaufes in Richtung kleinerer Zylinder-Koppeldurchmesser. Die Unterschiede fallen relativ groß aus, weil die Balken bei Variante 4 die nicht abgebildete Trennfugenkopplung berücksichtigen. Ein E-Modul von  $2 \cdot 10^{12} \text{ N/mm}^2$  (E2E12) führt zu den besten Ergebnissen. Günstigere Ergebnisse bei einem im Vergleich zum Schrauben-Werkstoff erhöhten E-Modul treten auch bei anderen Baugruppen und Varianten auf. Die Balkensteifigkeit gleicht damit andere zu nachgiebig modellierte Einflüsse der Baugruppe aus.



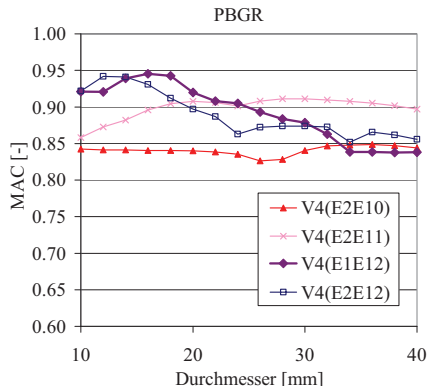


Abb. 3-19 MAC-Werte mit verschiedenen Balkensteifigkeiten, PBGR, Variante 4

Einen Überblick über die Ergebnisse aller Baugruppen zeigt Abb. 3-20. Jeder Ergebnis-Punkt repräsentiert den durchschnittlichen MAC-Wert aller Moden im berücksichtigten Frequenzbereich. Für jeden Punkt werden für die PBGR circa 15 Minuten, für die HAG-BGR circa 1 Stunde und für die ZF-BGR in etwa 7 Stunden Lösungszeit auf einem leistungsfähigen Server in Kauf genommen. Der gesamte Lösungsprozess erstreckt sich über circa drei Wochen und wird mit einem dafür programmierten Batch-Prozessor organisiert. Die anschließende Korrelation der Moden sowie die Kennwertbildung erfolgt mit Hilfe von Visual-Basic-Makros.

Die durchschnittlichen MAC-Werte sind in Abb. 3-20 über den variierten Koppel-Durchmessern (V2-V5) oder den Schwellwerten (VA-VB) aufgetragen. Die Schwellwerte, und damit die Anzahl gekoppelter Knoten, werden in zehn Schritten von 2 kN bis 0,1 mm erhöht, wobei Schwellwert 5 der letzte Kraft-Schwellwert (1 N) und Schwellwert 6 der erste Weg-Schwellwert ist. Bei den Varianten mit Balken-Elementen (V4, V5, VB) werden vorab die Ergebnisse für unterschiedliche Balken-E-Moduln berechnet und deren Kennwerte miteinander verglichen. Für die PBGR wird beispielsweise der in Abb. 3-19 hervorgehobene Verlauf der Variante 4 mit den besten Kennwerten in Abb. 3-20 den Ergebnissen anderer Varianten gegenübergestellt.

Die verschiedenen Varianten lassen sich ineinander überleiten: Variante 1 entspricht Variante 2 mit sehr großem Koppeldurchmesser und ist deswegen nicht aufgeführt. Variante 2 (A) entspricht Variante 5 (B), wenn dabei die Balken-Nachgiebigkeit sehr groß ist, und Variante 4 mit sehr starrem Balken führt zu den gleichen Ergebnissen wie Variante 3. Diese Überleitungen treten wie erwartet auf.

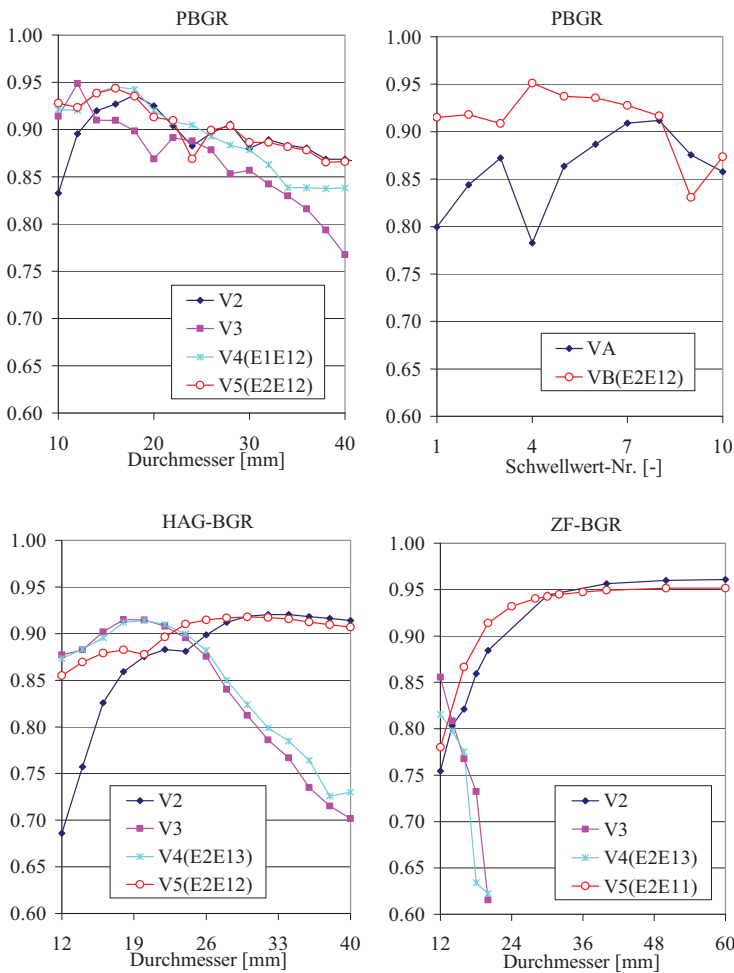


Abb. 3-20 Durchschnittliche MAC-Werte der Varianten mit jeweils besten Ergebnissen über den Koppeldurchmessern bzw. den Schwellwerten

Mit Blick auf die einzelnen Baugruppen zeigt die PBGR für Variante 2 (V2) sehr gute Ergebnisse. V1 entspricht V2 mit einem sehr großen Durchmesser und führt daher nicht zu besseren Ergebnissen. Das zusätzlich berücksichtigte Balken-Element aus V5 verschiebt das Maximum zu einem unrealistisch kleinen Koppeldurchmesser (Tabelle 3-8) und zeigt ab 18 mm keine Unter-

schiede mehr, weil dann die Trennfugen-Kopplung dominiert. V4 führt mit erhöhter Balkensteifigkeit zu guten Ergebnissen – ansonsten ist das Modell zu nachgiebig. V3 entspricht V4 mit unendlicher Balken-Steifigkeit. Abgesehen von dem Maximum bei einem sehr kleinen Durchmesser zeigt diese Variante vergleichsweise große Abweichungen. VA liefert keine besseren Ergebnisse als V2. Der Maximalwert bei Schwellwert 8 zeigt, dass der Kopplungsbereich über das in der Kontaktrechnung ermittelte kraftübertragende Gebiet hinaus geht. VB beinhaltet zusätzlich die Biegesteifigkeit der Schraube und zeigt die besten Ergebnisse. Das Maximum tritt an einem realistischen Schwellwert auf ( $\text{Kraft} > 0 \text{ N}$ ), und im Vergleich mit allen anderen Varianten wird die geringste Standardabweichung erreicht (Abb. 3-17). Außerdem ist es die einzige Variante ohne vertauschte Eigenfrequenz-Reihenfolge zwischen Rechnung und Messung.

Die symmetrische Kopplung der Bauteile der HAG-BGR zeigt gute Ergebnisse für V4 mit großer Balkensteifigkeit und entsprechend auch für V3. V2 und V5 führen zu besseren Ergebnissen mit Maxima bei einem realistischen Koppeldurchmesser von circa 30 mm, wobei sich das Maximum von V2 erwartungsgemäß eher in Richtung größerer Durchmesser bewegt. Wegen der größeren Klemmlänge ist die Differenz beider Varianten höher als bei der PBGR.

Offensichtlich ist bei der ZF-BGR die Modellfindung vergleichsweise schwierig. Nur V2 und V5 führen zu guten Ergebnissen. Die besten MAC-Werte treten für die größten Durchmesser von V2 auf. Im Bereich realistischerer Durchmesser führt V5 zu ähnlich guten MAC-Werten, wobei die Eigenfrequenzen besser getroffen werden. Obwohl die geringen Frequenz-Abweichungen bei V4 auf eine ausreichende Steifigkeit schließen lassen, sind die MAC-Werte sehr niedrig. Das trifft auch auf V3 zu. Beide Modelle bilden die Steifigkeit dieser Schraubenverbindung mit sehr großer Klemmlänge nicht gut genug ab.

Zusammenfassend ist Variante 1 mit vollständiger Kopplung zu steif und führt nur bei sehr großen Klemmlängen zu zufriedenstellenden Ergebnissen. Variante 2 führt bei Beachtung der Klemmlänge zu sehr guten Ergebnissen. Variante 3 bildet vor allem Verbindungen mit langen Schrauben zu steif ab und führt zu unrealistischen Maxima, die sehr spitz zulaufen und bei der Modellierung schwer „getroffen“ werden können. Variante 4 liefert nur für hohe Balken-Steifigkeiten und kleine Klemmlängen gute Ergebnisse und führt bei Eigenformen mit Quer-Schwingungen zu unrealistischen Ergebnissen, weil die Fugen nicht gekoppelt sind. Mit Variante 5 werden durchweg auch mit realistischen Koppel-Parametern gute Ergebnisse erzielt; die Fu-

gen-Kopplung wird bei kleinen Klemmlängen durch die MPCs in der Trennfuge etwas zu steif abgebildet. Variante A verbessert durch die realistischere Verteilung der Bauteil-Kopplung im Vergleich zu V2 die Ergebnisse der PBGR nicht. Erst Variante B führt unter Einbindung von Balken-Elementen zu einem sehr guten Ergebnis für alle Kennwerte. Dafür muss allerdings eine aufwendige Kontaktrechnung vorgeschaltet werden, die den Einsatz dieser Variante auch wegen der nur geringfügig besseren Ergebnisse in Frage stellt.

	PBGR	PBGR	HAG-BGR	ZF-BGR
Variante	V5 E2E12 D16	VB E2E12 SW4	V5 E2E12 D30	V5 E2E11 D30
MAC [%]	94,4	95,1	92,0	94,0
dF <sub>stabw</sub> [%]	0,79	0,55	0,65	0,29
dF <sub>mean</sub> [%]	-0,01	-0,14	0,29	-0,15
Order <sub>stabw</sub> [-]	0,89	0,81	0	0,35

**Tabelle 3-9 Kennwerte der Varianten 5 bzw. B für alle Baugruppen**

In Tabelle 3-9 sind die Kennwerte von sehr gut mit Messungen übereinstimmenden Modellen der Varianten 5 bzw. B aufgeführt (siehe auch Abb. 3-17 und Abb. 3-20). Der Vergleich mit den Kennwerten der Einzelbauteile aus Tabelle 3-3 fällt ausgesprochen positiv aus. Trotz vieler potentieller Ursachen für Abweichungen aus dem Bereich der Messung und der Simulation verschlechtern sich die Ergebnisse weitaus weniger als erwartet. Die MAC-Werte sinken bei allen Baugruppen nur wenig und bleiben auf einem sehr hohen Niveau, was auch die sehr ausgeprägte Diagonalform der MAC-Matrizen aus Abb. 3-15 belegt. Das gilt entsprechend auch für die Standardabweichungen der Eigenfrequenzen. Im Mittel liegen die simulierten Eigenfrequenzen sehr nahe bei denen der Messung. Der Kennwert der Moden-Reihenfolge liegt bei den Einzelbauteilen bei Null, weil es nicht zu vertauschten Moden kommt (Abb. 3-4). Bei den Baugruppen ergeben sich keine großen Abweichungen in der Reihenfolge, ein Wert von Null wird aber nur bei der HAG-BGR erreicht (Abb. 3-15). Bei den besten Varianten der anderen Baugruppen tritt in jeweils maximal einem Fall eine vertauschte Reihenfolge der Moden auf. Bei der PBGR werden außerdem zwei experimentell ermittelte Eigenfrequenzen identifiziert, die in der Rechnung nicht vorkommen.

Wie oben angesprochen ist die Auswahl der Pole bei der Experimentellen Modalanalyse nicht immer eindeutig, vor allem in vereinzelt auftretenden Bereichen mit Fügstellendämpfung oder hoher Modendichte. Bei den Messungen mit Distanzscheiben in der Trennfuge treten solche Stellen nicht auf.

Abb. 3-21 zeigt die Gegenüberstellung der MAC-Werte der PBGR, Variante 5 mit und ohne Distanzscheiben in der Trennfuge abhängig vom Kopp-  
lungsdurchmesser. Die maximalen Werte liegen vermutlich wegen der besse-  
ren Modaldaten der Experimentellen Modalanalyse mit Distanzscheiben  
höher. Auch die auf den Bereich der Unterlegscheiben beschränkte Trennfu-  
genkopplung wird durch eine Verschiebung der Maxima in Richtung kleiner-  
er Durchmesser deutlich. Das MAC-Maximum tritt genau am Unterleg-  
scheiben-Durchmesser auf.

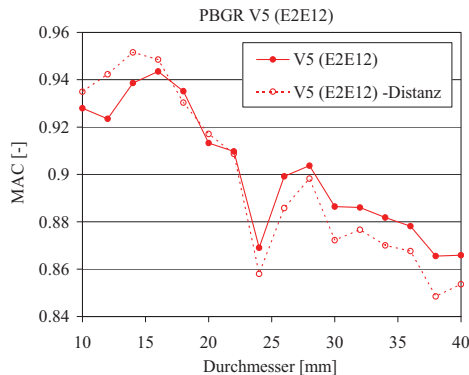


Abb. 3-21 MAC-Werte der Variante 5 für die PBGR mit und ohne Trennfugen-Distanz

Bei den aufgeführten Varianten werden die durch die Schrauben-Vorspannung erhöhten Steifigkeiten der Einzelbauteil-Modelle nicht direkt im Modell berücksichtigt. In [36] wird dieser Einfluss deshalb am Beispiel der PBGR separat untersucht. Neben der elastischen Steifigkeit wird die Steifigkeitsmatrix um den Anteil der geometrischen Steifigkeit erweitert, der aus der Veränderung der inneren Kräfte durch die Verformung resultiert und das Ergebnis einer statisch nichtlinearen Vorrechnung ist. Das Verfahren wird entsprechend den Betrachtungen aus der Kontinuumsmechanik in [57] an einem in Längsrichtung vorbelasteten Balkenelement erprobt und schließlich auf die Getriebebaugruppe angewendet. Das Ergebnis zeigt den vernachlässigbaren Einfluss auf die Eigenwerte der Baugruppe, der bei solchen Anwendungen daher nicht berücksichtigt werden muss. Für andere Anwendungen mit größeren Auslenkungen kann dieser Einfluss eine nicht zu vernachlässigende Rolle spielen [81].

Bedeutsamer kann hingegen der Einfluss der Massen von Schrauben und Unterlegscheiben sein. Bei der ZF-BGR werden durch die langen Dehn-

schrauben (Tabelle 3-4) immerhin 1,1 kg aufgebracht – was bei einer Gesamtmasse von circa 28 kg nicht mehr zu vernachlässigen ist. In den gezeigten Varianten wird die Modellierung durch Punktmassen-Elemente am Schwerpunkt von Schraube und Unterlegscheibe vorgenommen. Werden die Massen statt am Schwerpunkt auf Höhe der Trennfuge – also in 30 mm Abstand – angebracht, so wird bei der ZF-BGR das Ergebnis unerwartet stark verändert. Abb. 3-22 zeigt die Auswirkungen auf den MAC-Wert-Verlauf der ZF-BGR am Beispiel der Variante 2. Bei realistischen Koppeldurchmessern verringert sich der MAC-Wert um circa 10 %, was im Vergleich zum Einfluss der Steifigkeitsparameter beachtlich ist. Die Frequenz-Differenzen werden im Mittel um circa 1 % verändert – ihre Standardabweichungen steigen teilweise um 100 %. Die Auswirkungen liegen bei anderen Varianten in vergleichbarer Größenordnung. Bei den anderen beiden Baugruppen sind die relative Schraubenmasse und die Schraubenlänge geringer, und dieser Punkt nimmt keinen bedeutenden Stellenwert ein. Am Beispiel der ZF-BGR wird aber deutlich, dass die Massenapplikation durch Schrauben und Unterlegscheiben in dem betrachteten Frequenzbereich durchaus bedeutsam sein kann.

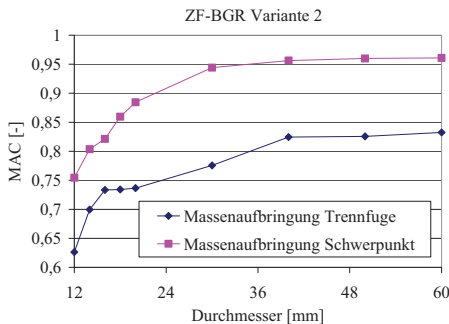


Abb. 3-22 Auswirkung unterschiedlicher Zusatzmassen-Aufbringung bei der ZF-BGR

Abschließend soll die bereits diskutierte Berücksichtigung von Dichtungen mit den hier vorgestellten Schraubenverbindungs-Modellen angesprochen werden. Dichtungen werden zwar im Rahmen der Modell-Verifikation nicht beachtet, in Kapitel 3.3.1 wird allerdings die Auswirkung von Dichtungen experimentell aufgezeigt. Mit den hier dokumentierten Ergebnissen kann der Einfluss von Dichtungen im Vergleich zu den Koppeldparametern der Schraubenverbindungen abgeschätzt werden. Durch Dichtungen verändern sich die Eigenfrequenzen um circa einen Prozentpunkt. Abb. 3-17 zeigt, wie stark der Koppeldurchmesser der Schraubenverbindungs-Modelle angepasst

werden müsste, um diesen Einfluss auf die Steifigkeit der Baugruppen abzubilden.

### 3.3.4 Modellierungs-Empfehlung

Die Analyse zeigt für alle Baugruppen eine hohe Übereinstimmung zwischen den Ergebnissen aus Rechnung und Messung. Wegen der gewollt großen Unterschiede zwischen den Baugruppen, die durch ihre Eigenfrequenzcharakteristik und durch die Messungen der Trennfugen-Pressungen aufgezeigt werden, sind die gewonnenen Erkenntnisse nicht für alle Baugruppen gleich. Trotzdem ist es möglich, zu einer gemeinsamen Modellierungs-Empfehlung zu kommen. Dabei ist der physikalische Sinn der Modellparameter wichtig. Zudem müssen die Ergebnis-Unterschiede verschiedener Parameter im Zusammenhang mit den Unsicherheiten der Messung betrachtet werden – zu detaillierte Auswertungen machen an dieser Stelle keinen Sinn.

Für Klemmlängen, die kleiner sind als der Schrauben-Durchmesser, wird deshalb Variante 2 mit einem Koppeldurchmesser entsprechend dem Grenzdurchmesser nach VDI 2230 empfohlen. Bei kleiner Klemmlänge liefert dieser Durchmesser eine ausreichend gute Näherung für den Kopplungsbereich der Trennfuge. Die Massen-Aufbringung über eine Punktmasse am Schwerpunkt ist dabei empfehlenswert. Für größere Klemmlängen ist Variante 2 auch mit großen Koppeldurchmessern zu nachgiebig. Daher wird in diesen Fällen Variante 5 empfohlen, die bei allen Beispielen zu guten Ergebnissen führt. Der Trennfugen-Koppeldurchmesser sollte dabei circa dreimal so groß wie der Schrauben-Durchmesser gewählt werden. Die Anlehnung dieses Wertes an den Grenzdurchmesser würde zu zu großen Werten führen, deshalb sieht die Norm hier ebenfalls eine Einschränkung vor. Ein im Vergleich zum realen E-Modul der Schrauben um den Faktor Drei erhöhter Wert ist außerdem ein empfehlenswerter Kompromiss. Die Massen-Aufbringung bei Variante 5 entspricht dabei derjenigen der Variante 2. Für Variante B muss vorab eine statisch nichtlineare Kontaktrechnung durchgeführt werden. Bei einem Schwellwert von 500 N verbessern sich die Ergebnisse der hier gezeigten Prinzip-Baugruppe mit asymmetrischen Verspannungsköpfen. Die Vergleiche zwischen V5 und VB belegen allerdings die Notwendigkeit dieser aufwendigen Variante nicht – trotz der stark asymmetrischen Spannungsverteilung.

Zur Verwendung der empfohlenen Modelle und Parameter müssen generell die angesprochenen Einschränkungen bezüglich Frequenzbereich, Modellierung sowie Gehäuse- und Flanschform berücksichtigt werden.

Die Untersuchung der Schraubenverbindungen im Rahmen dieser Arbeit ist mit der Modellierungs-Empfehlung abgeschlossen. Das Modell der ZF-Baugruppe wird mit günstigen Parametern für die Wälzlager-Untersuchungen weiterverwendet.

### 3.4 Baugruppen mit Wälzlagern

Nach den Schraubenverbindungen werden im Folgenden Wälzlager behandelt. Vor allem bei der getriebeseitigen Anregung sind Wälzlager von entscheidender Bedeutung, weil sie als „weiche“ Elemente im Übertragungsweg zwischen Anregung im Getriebe-Innenen und abstrahlender Struktur liegen und sich zudem im Kraftfluss befinden (Abb. 3-23) [111]. Beispielsweise durch Zahneingriffe werden hochfrequente Biegeschwingungen der Welle angeregt, die wiederum Gehäuseschwingungen auslösen [100]. Die motorseitige Anregung wird ebenfalls auf diesem Weg übertragen, sie wird aber gegebenenfalls durch ein Zweimassen-Schwungrad kompensiert [39]. Im Vergleich zu Schraubenverbindungen sind Wälzkontakte nachgiebigere [105] und weitaus komplexere Bauteilverbindungen. Die Modellbildung ist damit wesentlich schwieriger.

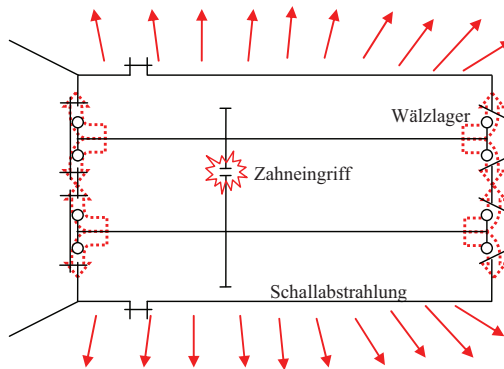


Abb. 3-23 Getriebebaugruppe mit Wälzlagern im Übertragungsweg zwischen Anregung und Abstrahlung

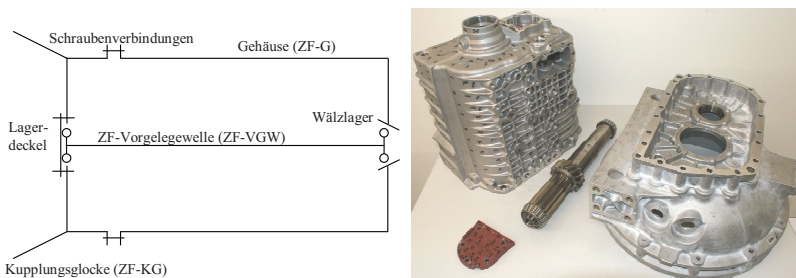
Mit der Untersuchung der FE-Modellierung von Wälzlagern soll ein Beitrag zur Verbesserung der Körperschallberechnung im Rahmen der Akustiksimulation geleistet werden. Zunächst werden die zwei untersuchten Baugruppen mit Wälzlagern vorgestellt. Daraufhin wird die Modellierung der äußerst komplexen Maschinenelemente diskutiert und entsprechend den Empfehlungen aus der Literatur an beiden Beispielen umgesetzt. In einer Sensitivitäts-



Analyse innerhalb der Simulation werden schließlich die zur Untersuchung der Wälzlager relevanten Eigenfrequenzen ermittelt. Nachdem die erforderlichen Messdaten aufgezeichnet sind, werden die Ergebnisse aus Rechnung und Messung miteinander verglichen. Abschließend werden die gewonnenen Erkenntnisse zusammengefasst.

### 3.4.1 Untersuchte Wälzlager-Baugruppen

Für die Untersuchung der Wälzlager werden zwei Getriebe eingesetzt, die im Folgenden beschrieben werden. Die ZF-Baugruppe mit Wälzlagern (ZF-BGRW) besteht neben der bereits untersuchten ZF-BGR mit Schraubenverbindungen (Tabelle 3-4) zusätzlich aus Vorgelegewelle und Lagerdeckel (Abb. 3-24) sowie zwei Kegelrollenlagern. Zwischen Außenring und Gehäuse liegt ein Festsitz vor, zwischen Außenring und Kupplungsglocke eine Übergangspassung. So können die Kegelrollenlager in X-Anordnung über die Schraubenverbindungen des Lagerdeckels und einen Distanzring variabel vorgespannt werden.



**Abb. 3-24 ZF-Baugruppe mit Schraubenverbindungen und Wälzlagern (ZF-BGRW)**

Die HAG-Baugruppe mit Wälzlagern (HAG-BGRW) besteht aus Gehäuse und Getriebe-Ausgleichsgehäuse (Abb. 3-25). Die beiden Kegelrollenlager in X-Anordnung werden über Sicherungsringe in Nuten der Gehäuse-Bohrung axial festgelegt. Die Außenringe sind im Gegensatz zur ZF-BGRW leicht im Gehäuse beweglich, es liegt eine Spielpassung vor. Die Montage der Sonderlager mit relativ dünnen Außenringen erfolgt über die elastische Aufweitung des Gehäuses. Die bleibende Lagervorspannung beträgt laut Hersteller circa 5 kN.

Damit liegen zwei sehr unterschiedliche Baugruppen vor, die so zusammengestellt sind, dass die Wälzlager für die Untersuchungen im Vordergrund stehen. Mit Kegelrollenlagern werden wegen der Kopplung von axialen und

radialen Freiheitsgraden dabei relativ schwierig modellierbare Wälzlager ausgewählt.

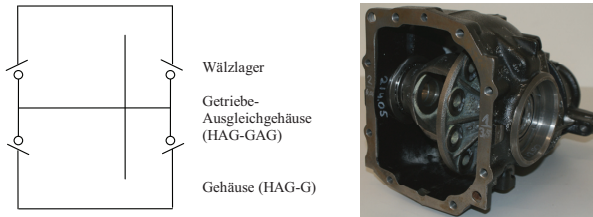


Abb. 3-25 Hinterachsgetriebe-Baugruppe mit Wälzlager (HAG-BGRW)

### 3.4.2 Modellierung von Wälzlager

In diesem Kapitel werden typische Zielsetzungen für Wälzlager-Simulationen aufgezeigt. Danach werden Ansätze zur Wälzlager-Modellierung innerhalb von Baugruppen und Anwendungen im Bereich der Akustiksimulation aus der Literatur vorgestellt, bevor die Modellierung für diese Arbeit zusammenfassend festgelegt wird. Die Ermittlung der Modellparameter erfolgt dann im nachfolgenden Kapitel.

Wälzlager werden aus unterschiedlichsten Gründen simuliert. Das zeigen die vielen Software-Produkte der Lagerhersteller [116] und auch umfassende Anwendungsbeispiele [71]. Am Markt gibt es Programme zur Berücksichtigung der gesamten Antriebsstrang-Dynamik, zur Abbildung einfacherer Wellensysteme, zur detaillierten Analyse der Wälzlager-Kinematik unter Berücksichtigung aller Freiheitsgrade jedes Lagerbauteils und der nichtlinearen Reibungsvorgänge [67] oder auch zur Betrachtung einzelner Wälzlagerbereiche. Damit sind Berechnungen von Auflagerreaktionen, inneren Beanspruchungen der Wälzlager, Reibleistungen, Spannungen in den Wellen, Kontaktpressungen, detaillierten Schadensvorgängen unter Beachtung der Schmierbedingungen oder der Lebensdauer möglich. FEM-Berechnungen werden bei komplexerer Lageranbindung verwendet, teilweise mit Schnittstellen von den spezifischen Programmen der Lagerhersteller zu den FE-Systemen [115] oder auch direkt im FE-System unter Verwendung spezieller Elemente, die das Lagerverhalten nichtlinear abbilden können [38]. Das Spektrum reicht bis hin zu Expertensystemen mit einheitlicher Softwareumgebung und hybriden MKS-Funktionalitäten unter Berücksichtigung von FE-Bauteilen [95]. Diese ermöglichen die Auslegung von Antrieben ebenso wie umfassende Wälzlager-Analysen. In [131] wird die Modellierung eines Automatik-Getriebes mit einem solchen System gezeigt. Insbesondere

wird die Möglichkeit des Einbaus von Wälzlager dargestellt; sie werden im Rahmen dieses Beispiels mit klassischen Ansätzen berechnet und schließlich auf eine im Betriebspunkt linearisierte Steifigkeitsmatrix reduziert.

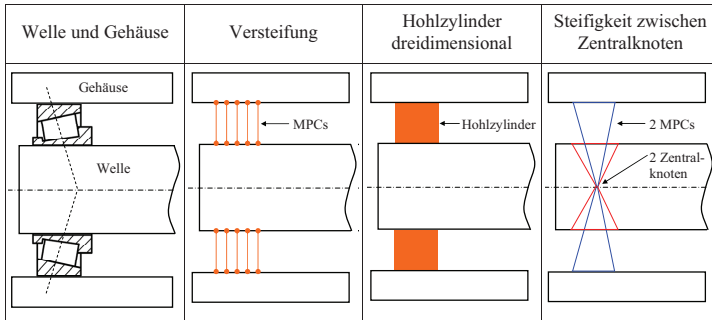


Abb. 3-26 Modelle zur Abbildung von Wälzlager zwischen Welle und Gehäuse

Die Modellierung von Wälzlager innerhalb der Baugruppen-Modellierung mit vollständiger Beschreibung der Kräfte und Reibbedingungen zwischen den Lagerkomponenten ist zu aufwendig [125]. Weil umfangreiche Vereinfachungen getroffen werden müssen, ist die Modellierung von Wälzlager daher besonders schwierig [23]. Außerhalb spezieller Software ergeben sich sehr unterschiedliche Möglichkeiten (Abb. 3-26):

- Einfachste Modelle versteifen das Wälzlager durch die direkte Verbindung der beiden angrenzenden Bauteile komplett.
- Die 3-D-Modellierung von Wälzlager als Hohlzylinder mit näherungsweise an die Lagersteifigkeit angepasstem E-Modul ist ebenfalls eine sehr einfache Modellierungs-Möglichkeit.
- Die axialen und radialen Steifigkeiten der Wälzlager können auch durch uniaxiale Federelemente abgebildet werden. Die Federelemente verbinden zwei Zentralknoten, die auf dem Schnittpunkt der Wirkungslinien der Wälzkontaktkräfte liegen. Die Knoten sind durch versteifende MPCs an die Welle beziehungsweise an das Gehäuse angebunden. Die Steifigkeiten werden entweder vereinfacht durch mittlere Steifigkeiten oder durch Kennlinien für das nichtlineare Einfederungsverhalten beschrieben [69], [151].
- Das Verhalten zwischen zwei Zentralknoten der angrenzenden Bauteile in der Lagermitte kann auch umfassender durch die Einbindung von Steifigkeitsmatrizen beschrieben werden (Tabelle 3-10), wie in [76], [125] und

[141] gezeigt wird. Die Matrizen können dabei neben den translatorischen Freiheitsgraden aus der vorhergehenden Variante auch Biegesteifigkeiten mit einbeziehen. Außer den Hauptsteifigkeiten können zusätzlich Plätze abseits der Hauptdiagonalen besetzt werden, um verschiedene Freiheitsgrade miteinander zu verbinden, wie das zum Beispiel im Fall der axial-radialen Kopplung von Kegelrollenlagern sinnvoll ist. Die Besetzung der Matrizen kann wiederum mit konstanten Koeffizienten oder in Form von nichtlinearen Kennfeldern, die das Einfederungsverhalten der Wälzlager abhängig vom Betriebspunkt beschreiben, erfolgen [141].

uniaxiale, translatorische Feder-Elemente	Hauptsteifigkeiten	Vollbesetzte Steifigkeits- matrix
$\begin{pmatrix} c_r & \cdots & 0 \\ & c_r & \ddots \\ \vdots & & c_a & \vdots \\ & \ddots & & 0 \\ 0 & \cdots & & 0 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} c_r & \cdots & 0 \\ & c_r & \ddots \\ \vdots & & c_a & \vdots \\ & \ddots & & c_t \\ 0 & \cdots & & c_t \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} c_{11} & \cdots & c_{15} \\ & \ddots & \vdots \\ & & c_{55} \end{pmatrix}$

Tabelle 3-10 Beschreibung der Steifigkeitsmatrizen zwischen den Zentralknoten von Gehäuse/ Welle

Beispiele für Akustiksimulationen mit Beschreibung der Wälzlagermodelle kommen in der Literatur nicht oft vor, weil vermutlich meistens sehr einfache Modelle verwendet werden. In [87] werden Wälzlager zur akustischen Optimierung einer Hydraulikpumpe mit einem Vier-Feder-Modell abgebildet, um die radialen Steifigkeiten zu beschreiben. Die Federn verbinden dabei das Ende einer mit Balkenelementen abgebildeten Welle mit vier Punkten eines Pumpengehäuses. Zur Schallabstrahlungsberechnung von Getriebegehäusen unter Berücksichtigung der Innenteile wird in [136] für die Wälzlager ebenfalls ein FE-Modell mit einigen radialen Federn eingesetzt, wobei die Notwendigkeit der Berücksichtigung der anisotropen Lagersteifigkeiten hervorgehoben wird.

Zur Akustiksimulation eines Zuggetriebes wird in [80] eine mehrstufige Rechenkette verwendet. Dabei werden die Anregungskräfte innerhalb einer MKS-Berechnung unter Beachtung der nicht näher beschriebenen Wälzlager-Nachgiebigkeiten berechnet. Wie auch in Kapitel 1.2 beschrieben, findet die Übergabe der Kräfte an das FE-Modell zur Simulation des Übertragungsverhaltens zur abstrahlenden Oberfläche an den Lagerstellen statt. Im Rahmen der Erforschung der Geräuschenstehung und -übertragung in Wälzlagern beim Einsatz als Kurbelwellen-Hauptlager unter Berücksichtigung aller beteiligten Motorkomponenten wird in [111] ähnlich vorgegangen. Der

Köperschallübertragung über die Wälzlager kommt eine entscheidende Bedeutung zu. Sie wird innerhalb der MKS mit Kraftelementen und einer kennfeldbasierten Subroutine ausführlich abgebildet. Die Kräfte aus der MKS-Simulation werden wiederum auf FE-Modelle übertragen, die die abstrahlenden Gehäuse abbilden. Aus diesen Beispielen wird erkennbar, dass Wälzlager innerhalb der MKS meist detaillierter abgebildet werden als bei Verwendung der FEM.

In Analogie zur Untersuchung der Schraubenverbindungen soll auch die Berücksichtigung der Dämpfung von Wälzlagern angesprochen werden. Das Dämpfungsverhalten spielt bei Wälzlagern im Vergleich zu den stark vorgespannten Schraubenverbindungen im Allgemeinen eine zentralere Rolle. Der deutliche Einfluss der Lagerdämpfung auf die Schallabstrahlung wird unter anderem am Beispiel des erwähnten Kurbeltriebes in [111] durch Variantenrechnungen aufgezeigt. Bei den hier durchgeführten Untersuchungen wird die Abbildung der Steifigkeiten und der Massen durch die Wälzlager zunächst in den Vordergrund gestellt. Weil die vorgestellten Baugruppen keinen Antrieb enthalten und somit keine Relativbewegung der Lagerkomponenten stattfindet, bleibt die Dämpfung unbedeutend, und es kommen bei der Modell-Verifikation auch keine Unsicherheiten vonseiten der Antriebskomponenten hinzu. Auf die Betrachtung der Dämpfungen im Stillstand wird verzichtet, weil nach Ophrey und Weck [107] völlig andere Mechanismen zur Wirkung kommen, die nicht mit denen aus dem Lauf verglichen werden können. Aufbauend auf den im Folgenden durchgeführten Untersuchungen kann an Betriebspunkten mit Relativbewegung der einzelnen Lagerkomponenten der Einfluss der Dämpfung mit einbezogen werden. In [111] werden den steifigkeitsbasierten Rückstellkräften der Wälzlager geschwindigkeitsproportionale Dämpfungskräfte überlagert. Dämpferelemente in den Raumrichtungen verbinden dabei Welle und Gehäuse miteinander. In [23] wird der Einsatz viskoser Dämpfungen für linearisierte Modelle ebenfalls empfohlen und darauf hingewiesen, dass die Dämpfungen abhängig von den Lagerkräften gewählt werden müssen. Das wird durch Messungen an einem Prüfstand zur Dämpfungsmessung mit einem Rotor mit Schrägkugellagern in [107] untermauert. Es zeigt sich dabei, dass die gemessene Dämpfung stark von der Belastungssituation des Lagers abhängt.

Aus der Zusammenfassung der Literatur ergibt sich eine im Vergleich zu den Untersuchungen der Schraubenverbindungen völlig andere Ausgangslage. Es sind Programme bis hin zu umfangreichen Expertensystemen auf dem Markt, die das komplexe Nachgiebigkeitsverhalten von Wälzlagern umfassend beschreiben. Auch die Einbindung dieser Informationen in andere Re-

chensysteme über Steifigkeits-Kennfelder ist dokumentiert. Für Akustik-Simulationen ist die Anwendung der aufgezeigten Möglichkeiten in der Breite insbesondere beim Schritt der FE-Berechnung noch nicht Stand der Technik. Daher ergibt sich hier die Aufgabe, das Nachgiebigkeitsverhalten von Wälzlager innerhalb der FE-Berechnung in geeigneter Weise zur Anwendung zu bringen und mit Messungen zu verifizieren.

Aus den in Abb. 3-26 vorgestellten Modellen wird grundsätzlich die Abbildung der Wälzlager durch Steifigkeitsmatrizen zwischen Zentralknoten von Gehäuse und Welle gewählt. Für Akustikrechnungen und auch in anderen Bereichen werden zwar noch häufig wesentlich einfachere Modelle angewendet, sie können aber meist nicht flexibel an unterschiedliche Betriebspunkte angepasst werden und ermöglichen zudem nicht die Nutzung der umfangreich verfügbaren Informationen zum Nachgiebigkeitsverhalten der Wälzlager. Der Wechsel des Betriebspunktes oder auch des kompletten Lagertyps bedeutet in der Simulation mit den Matrix-Modellen lediglich den Austausch von Koeffizienten der Steifigkeitsmatrizen.

In [76] wird aufgezeigt, dass Biegesteifigkeiten und Koppelterme der Steifigkeitsmatrizen wesentlichen Einfluss auf die Ergebnisqualität haben können. Gerade für die hier verwendeten Kegelrollenlager mit ihrem ausgeprägten Koppelverhalten trifft das zu, was auch in [117] am Beispiel der ZF-BGRW bestätigt wird. Deshalb werden im Folgenden generell voll besetzte Matrizen verwendet. Im Gegensatz zu den Modellen mit einfachen Federelementen, die einer Besetzung der Matrizen lediglich auf der Hauptdiagonalen entsprechen (Tabelle 3-10), wird die Matrizenbesetzung zwar aufwendiger, der Modellierungsaufwand bleibt jedoch vergleichbar.

Der Zusammenhang zwischen Kraft und Verschiebung eines Wälzlagers ist nicht linear. Deshalb müssen die Matrizen lastabhängig besetzt werden. Auf die Verwendung von lastabhängigen Kennfeldern für das Wälzlagerverhalten wird in [141] eingegangen. Auch in [76] wird der Unterschied zwischen konstanten Koeffizienten und Betriebspunkt-abhängigen Kennfeldern aufgezeigt. Konstante Steifigkeiten führen insbesondere bei statischen Berechnungen zu falschen Verschiebungen, weil beispielsweise die Lagerspiele nicht berücksichtigt werden. In dieser Arbeit wird entsprechend den Anforderungen der verwendeten Rechenverfahren eine Linearisierung um den Arbeitspunkt herum vorgenommen. Weil die statischen Lasten im Vergleich zu den Wechselkräften wesentlich größer sind, ist dies für die Berechnung drehzahlkonstanter Lastfälle im gängigen Lastbereich zulässig [23]. Außerdem verhalten sich Wälzlager, insbesondere Kegelrollenlager, bei ausreichender Vorlast relativ linear [11], [12], [13]. Durch die Linearisierung können die

Steifigkeitsmatrizen für bestimmte Betriebspunkte vorab, und damit nicht bei laufender Rechnung, bereitgestellt werden.

Neben der Beschreibung des Einfederungsverhaltens spielt auch die Massenverteilung eine Rolle. Es empfiehlt sich grundsätzlich die Einbindung einer reduzierten Massenmatrix für die Wälzlager an den Zentralknoten. Steht diese nicht zur Verfügung, so ist auch eine Applikation durch Punktmassen oder in Form von Lagerring-Modellen denkbar. Im Folgenden werden ausmodellerte Lagerringe und Punktmassen für die Wälzkörper eingesetzt. Weil die Lagersitze durch die Lagerringe zusätzlich versteift werden, muss dieser Einfluss gegebenenfalls überprüft werden.

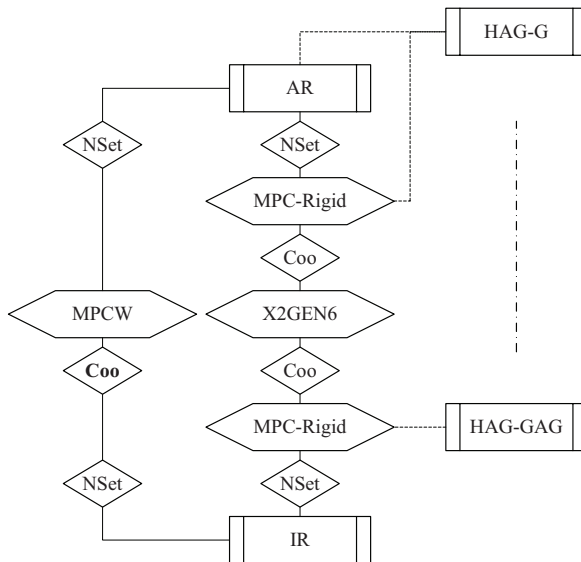


Abb. 3-27 Aufbau-Schema FE-Modell mit Wälzlager (HAG-BGRW)

Abb. 3-27 zeigt analog zu den Schraubenverbindungen (Abb. 3-12) den schematischen Aufbau der Wälzlager-Modelle am Beispiel der HAG-BGRW. Erkennbar sind vier Bauteile der Baugruppe, die von der Wälzlager-Modellierung betroffen sind. Die Einbindung der Sicherungsringe und weitere nebensächliche Details sind zur Vereinfachung ausgeblendet (gestrichelte Linien). Des Weiteren ist lediglich ein Lager abgebildet, die Abbildung ist deshalb gedanklich durch Spiegelung zu erweitern (Symmetrielinie). Der Hauptpfad zwischen „Welle“ und Gehäuse beschreibt die Ver-

bindung beider Zentralknoten (Coo) über ein Element zur Einbindung der Steifigkeitsmatrix (X2GEN6). Die Zentralknoten sind mit versteifenden MPCs (MPC-Rigid) über Knoten-Gruppen (NSet) mit den Lagersitzen der Bauteile verbunden, die damit versteift abgebildet werden. Die Massen der Wälzkörper werden an ihren Schwerpunkten mit Masse-Elementen (Coo, fett gedruckt) abgebildet und sind über die Laufflächen mit Innen- und Außenring (IR, AR) durch nicht versteifende MPCs (MPCW) eingebunden. Jedes Element der Abbildung entspricht wiederum einer Datei, die über die Kommando-Datei der Baugruppe aufgerufen wird. Zur Veränderung des Lagers oder der Matrizen müssen lediglich die Matrix-Dateien verändert werden. Die Berechnung bei verschiedenen Betriebspunkten erfolgt auch hier mit einem Batch-Prozessor.

Die Abbildung des Übertragungsverhaltens von Wälzlager durch linearisierte Matrizen mit wenigen Freiheitsgraden ist zwar vergleichsweise umfassend, kann aber aufgrund der mechanischen Komplexität der Maschinenelemente nur als Kompromiss zwischen Ergebnisqualität und Simulationszeit verstanden werden. Dass das tatsächliche Übertragungsverhalten weitaus komplexer ist, lässt sich durch experimentelle Untersuchungen zeigen [5], die für akustische Zwecke oft vorrangig eingesetzt werden. Im folgenden Kapitel wird nun die Herleitung der Steifigkeitsmatrizen für die Abbildung des Wälzlager-Verhaltens beschrieben.

### 3.4.3 Steifigkeitsmatrizen zur Abbildung des Wälzlagerverhaltens

Grundlage für die Berechnung der Steifigkeitsmatrizen ist das Einfederungsverhalten der Wälzlager, das unter anderem von der Lagerbauart, der Lagergröße, der Temperaturdifferenz der Bauteile, der Toleranzen der Umbauteile und der Lager, der Lagerluft, dem Betriebslagerspiel und der Anzahl der Wälzkörper abhängt. Die Beschreibung der Einfederung basiert auf den bekannten Ansätzen der Hertzschen Pressung, die auch in DIN ISO 681, Beiblatt 4 [90] beziehungsweise der aktuelleren DIN 26281 [89] zur Lebensdauerberechnung von Wälzlager unter Berücksichtigung der Innengeometrie verwendet werden [113]. Die Lastverteilung auf die Wälzkörper wird dabei über die nichtlineare Steifigkeit zwischen Wälzkörper und Laufbahn mit analytischen Ansätzen berechnet. Zur Berücksichtigung der Neigungen im Lager und der Balligkeiten der Wälzkörper werden diese in mehrere Scheiben aufgeteilt. Bei gegebenen Verschiebungen und Verdrehungen werden über die Summation der Kräfte in den einzelnen Kontakten die resultierenden Lagerkräfte und -momente bestimmt. Wenn nicht die Verschiebungen und Verdrehungen, sondern die Lasten bekannt sind, muss eine Lösung itera-



tiv bestimmt werden [113]. Die Berechnung der Einfederungen an Wälzlagern wird auch in [52] und ausführlicher in [12], [13], [46] und [75] beschrieben. Die so ermittelten nichtlinearen Einfederungen an den Kontakten zwischen Wälzkörper und Laufbahnen berücksichtigen nicht die Deformation der ansonsten als steif angenommenen Lagerringe. Aus dem ermittelten Kraft-Verformungs-Verhalten werden die linearisierten Steifigkeitsmatrizen abgeleitet. Für statische Zwecke verbindet man für jeden Koeffizienten der Matrix den Nullpunkt der Kraft-Verformungs-Kennlinie mit dem Betriebspunkt und leitet aus der Steigung die Steifigkeit ab. Für dynamische Berechnungen ist der "steifere" Tangenten-Ansatz im Betriebspunkt sinnvoller, was aber zu falschen statischen Auslenkungen führt. Für FE-Systeme werden grundsätzlich symmetrische Matrizen mit ausschließlich positiven Hauptsteifigkeiten gefordert. Daher müssen die Matrizen durch vereinfachende Annahmen, wie beispielsweise der Vernachlässigung mancher Koeffizienten, angepasst werden. Dadurch gehen Informationen verloren, und die Lager reagieren in der Simulation zum Beispiel auf axiale Kräfte in radialer Richtung genauso wie im umgekehrten Fall. Weitere Effekte, wie beispielsweise die Aufweitung der Lagerringe (Telescoping), können ebenfalls berücksichtigt werden, um das Modell zu erweitern.

Solche Matrizen mit Koppeltermen stellen die Lagerhersteller entweder direkt oder über entsprechende Programme mit Schnittstellen zur Verfügung. Dieser Weg ist deshalb empfehlenswert, weil das Einfederungsverhalten der Wälzlager von den Kontaktgeometrien abhängig ist, die im Bereich der Laufbahn- und Wälzkörperprofilierungen als Betriebsgeheimnis gehütet werden. Außerdem kann somit auch von den Erfahrungen der Hersteller im Bereich der Wälzlager-Simulation profitiert werden. Daneben sind auch Software-Anbieter für Maschinenelemente-Berechnungen auf dem Markt, die die Daten zur inneren Geometrie der Wälzlager entweder aus bereitgestellten Wälzlagerdatenbanken entnehmen oder aus den Tragzahlen approximieren, falls sie nicht gegeben sind [62]. Deren Programme können zur Berechnung der Lagerreaktionskräfte aufgrund vorgegebener Deformationen verwendet werden. Vom Betriebspunkt ausgehend können über die Auswertung der Kraft- und Momentenänderungen durch kleine Zusatz-Auslenkungen in allen Freiheitsgraden die Steifigkeitsmatrizen nach dem Verfahren der Steifigkeitszahlen [138] ermittelt werden. Dieses Vorgehen ist vom Lagerhersteller unabhängig und damit flexibel. Es wird in [153] für die in dieser Arbeit verwendeten Wälzlager durchgeführt. Dabei beweisen die sehr geringen Abweichungen im Vergleich zu den bereitgestellten Matrizen der Lagerhersteller für die Wälzlager der HAG-BGRW die Richtigkeit des

Verfahrens. Für den Betriebspunkt mit 5 kN Vorspannung liegt der Unterschied in den Steifigkeiten lediglich bei maximal 1,5 %. Bei anderen Vorspannungen bleiben die Abweichungen für die Baugruppe mit höchstens 6 % ebenfalls sehr gering. Für die Wälzlager der ZF-BGRW von einem anderen Hersteller liegen die Abweichungen zwischen den Herstellerangaben und den berechneten Steifigkeiten mit circa 25 % hingegen deutlich höher.

Damit sind Wege zur Ermittlung der Steifigkeitsmatrizen aufgezeigt, die nicht wesentlich zeitintensiver als die Ermittlung einzelner Steifigkeiten sind, wenn nicht nur auf stark vereinfachte Ansätze [11], [151] zurückgegriffen wird. Im Gegensatz zur aufwendigen Berechnung ganzer Kennfelder können die Steifigkeits-Informationen einzelner Betriebspunkte erheblich schneller bereitgestellt werden.

Die quadratischen 12x12-Matrizen werden im FE-System zwischen zwei Zentralknoten mit jeweils sechs Freiheitsgraden definiert. In Tabelle 3-10 wird zur Vereinfachung lediglich jeweils ein Quadrant der Steifigkeitsmatrizen dargestellt; außerdem ist der Rotations-Freiheitsgrad der Wellendrehung nicht vorhanden. Für die FE-Modellierung wird dieser mit Nullen besetzt und erhält somit keine Steifigkeit. Vor der Einbindung wird gegebenenfalls eine Transformation der Koordinaten durchgeführt, dafür wird die Matrix mit einer Drehmatrix multipliziert. Baugleiche Lager, die an beiden Seiten einer Welle spiegelbildlich eingesetzt sind, unterscheiden sich dann durch die Vorzeichen der Nebendiagonalelemente in den vier Quadranten der Matrizen. Die Einheiten innerhalb der einzelnen Quadranten sind unterschiedlich und müssen daher sorgfältig angepasst werden. Sind die Zentralknoten nicht koinzident, so führen die Hebelarme dazu, dass sich die vier Quadranten der Matrix nicht nur durch das Vorzeichen unterscheiden (Gl. 3-11, Gl. 3-12). Die Beschreibung der notwendigen Schritte zeigt, dass der Umgang mit den Matrizen ein hohes Fehlerisiko birgt. Deshalb werden alle verwendeten Matrizen vor der Einbindung in die FE-Modelle der Baugruppen einem statischen Testverfahren unterzogen. Des Weiteren werden die Starrkörper-Eigenfrequenzen der Wellen mit Wälzlagern zur Kontrolle durch einen Einmassen-Schwinger approximiert.

$$[K_{\text{koinzident}}] = \begin{bmatrix} [K_{II}] & -[K_{II}] \\ -[K_{II}] & [K_{II}] \end{bmatrix} \quad \text{Gl. 3-11}$$

$$[K_{\text{axial/versetzt}}] = \begin{bmatrix} [K_{II}] & [K_{IO}] \\ [K_{OI}] & [K_{OO}] \end{bmatrix} \quad \text{Gl. 3-12}$$

Die Abhängigkeit der radialen und axialen Hauptsteifigkeiten von der rein axialen Vorspannung zeigt Abb. 3-28 für die verwendeten Kegelrollenlager.

Der Vergleich dokumentiert die unterschiedlichen Verhältnisse der Steifigkeiten aufgrund abweichender Druckwinkel.

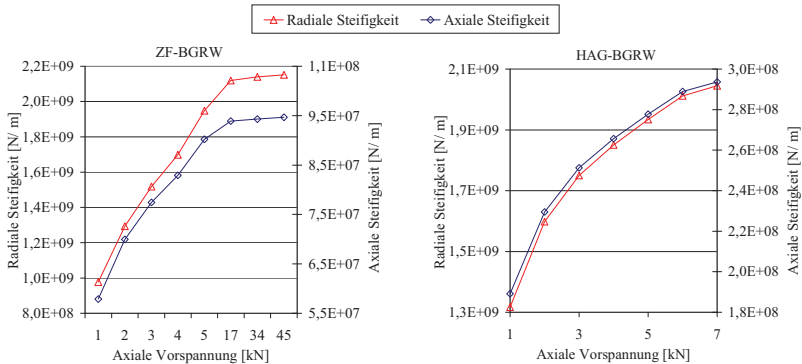


Abb. 3-28 Lagersteifigkeiten der Wälzlager von ZF-BGRW (li.) und HAG-BGRW (re.)

### 3.4.4 Simulation mit Sensitivitäts-Analyse

In diesem Abschnitt werden zunächst die FE-Modelle eingeführt. Anschließend werden die Sensitivitäten der Ergebnisse der Rechnerischen Modalanalyse bei verschieden stark axial vorgespannten Wälzlagern behandelt. Zudem wird der Einfluss der bei der Modellierung getroffenen Annahmen überprüft.

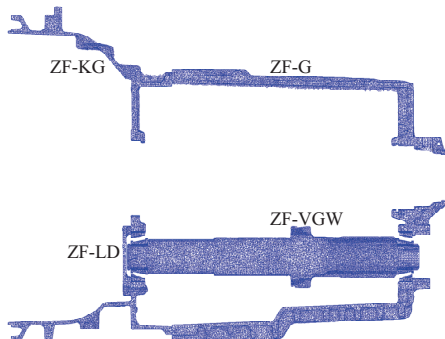


Abb. 3-29 Schnitt-Darstellung des FE-Modells der ZF-Baugruppe mit Wälzlagern (ZF-BGRW)

Das FE-Modell mit den Schraubenverbindungen zwischen ZF-G und ZF-KG wird entsprechend der besten Übereinstimmung der vorhergehenden Untersuchung ausgewählt. Für den dort untersuchten Frequenzbereich beträgt der

durchschnittliche MAC-Wert der Variante 5 (E2E11) mit 30 mm Koppeldurchmesser 94 %, und die Standardabweichung der Eigenfrequenz-Abweichung der CMPs ist 0,29 % (Tabelle 3-9). Bis 1 kHz betragen der durchschnittliche MAC-Wert sogar 99 % und die maximale Eigenfrequenz-Abweichung lediglich 0,8 %. Das Schraubenverbindungs-Modell ist die Basis für das FE-Modell mit Wälzlager (Abb. 3-29) und ist mithin als Ursache für Abweichungen beim Vergleich mit Messungen nahezu vernachlässigbar. Zur Wälzlagermodellierung wird auch der Lagerdeckel (ZF-LD) mit eingebunden. Im Modell spielt er jedoch eine untergeordnete Rolle, weil die Zentralknoten, zwischen denen die Steifigkeitsmatrizen definiert werden, direkt mit den Gehäusen und der Welle verbunden werden. Nach einer statischen Test-Rechnung zur Überprüfung des eingespannten Modells werden die Eigenwerte unter Frei-Frei-Randbedingungen ermittelt.

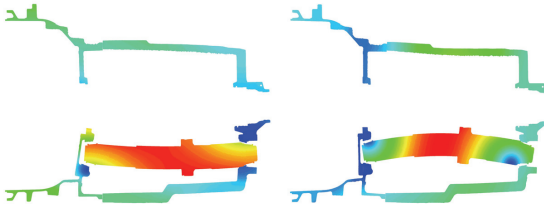


Abb. 3-30 Eigenform mit Axial- (li.) und Biegeschwingung der ZF-Vorgelegewelle innerhalb der ZF-BGRW

Die Ausweitung der Baugruppe ändert das Schwingungsverhalten der Struktur nicht vollständig. Die simulierten Moden der Baugruppe mit Schraubenverbindungen werden mit denen der neuen Baugruppe korreliert. Die MAC-Werte der Modenpaare und deren Frequenzabweichungen zeigen, dass gerade im unteren Frequenzbereich noch sehr gute Übereinstimmungen auftreten. Trotz des Einbaus der steifen Welle erhöhen sich diese Eigenfrequenzen nicht prinzipiell. Extreme Abweichungen treten aber bei den Schwingungen der Vorgelegewelle bei circa 700 Hz (Abb. 3-30) und bei den globalen Biege- und Torsionsformen der Gehäuse-Bauteile bei über 1 kHz auf.

Der Einfluss der Vorspannung wird im Rahmen einer Sensitivitäts-Analyse innerhalb der Simulation untersucht. Mit zunehmender Axial-Vorspannung der Wälzlager erhöhen sich die Steifigkeitskoeffizienten nichtlinear (Abb. 3-28). Die daraus resultierenden Änderungen bei den ersten 48 Eigenfrequenzen zeigt Abb. 3-31. Basis für die Korrelation an 700 aussagekräftigen Freiheitsgraden der Baugruppe sind die Simulations-Ergebnisse für eine

Vorspannung von 5 kN. Es zeigt sich, dass sich die Eigenformen und -frequenzen nur im niedrigen Vorspannungsbereich relativ stark ändern. Die Änderungen betreffen wie erwartet hauptsächlich die Bereiche, in denen die Eigenschwingungen der Vorgelegewelle und die globalen Gehäuse-Biegeformen auftreten (Markierung in Abb. 3-31).

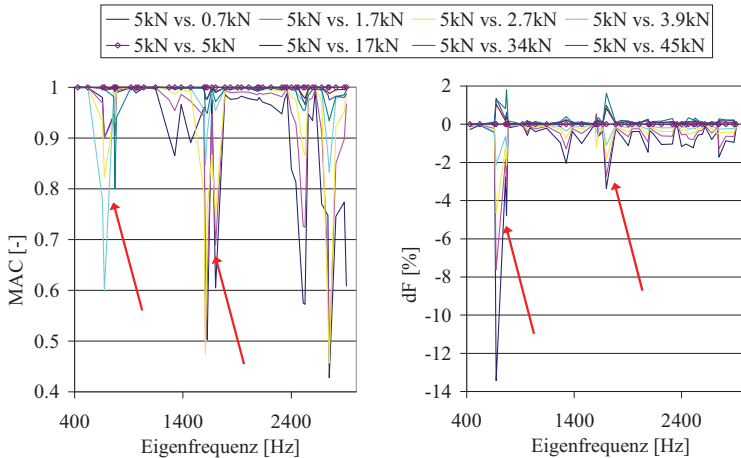
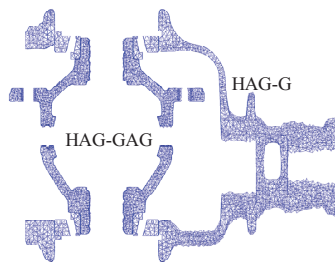


Abb. 3-31 MAC- (links) und Eigenfrequenz-Veränderung für unterschiedliche Vorspannkraften, Basis-Simulation: 5 kN, ZF-BGRW

Die Überprüfung der getroffenen Annahmen erfolgt entsprechend und zeigt keine gravierenden Auffälligkeiten auf. Unwichtige Koeffizienten der Steifigkeitsmatrizen zeichnen sich dadurch aus, dass sie relativ klein sind und keine direkte Abhängigkeit von der Vorspannung erkennen lassen. Vom Lagerhersteller werden sie deshalb teilweise nicht angegeben. Setzt man sie auf den Wert Null, so ändert sich das Ergebnis selbst bei den empfindlichen Frequenzen nur marginal. Das gilt ebenso für die Kopplungen an der Wellenstirnfläche zwischen Innenringen und Vorgelegewelle, die vernachlässigt werden, obwohl die Bauteile anliegen. Die Verbindung zwischen Gehäuse-Zentralknoten und Gehäuse wird mit einem versteifenden MPC realisiert. Wählt man stattdessen eine weniger steife Freiheitsgrad-Verknüpfung, so verringern sich die Eigenfrequenzen erwartungsgemäß. Bei der Axialschwingung liegt der Einfluss bei 5 %. Die Lage der Zentralknoten wird vom Lagerhersteller definiert. Deren Verschiebung auf einen gemeinsamen Lagermittelpunkt oder ein Auseinanderschieben um 3 mm bewirkt bei den empfindlichen Biegeschwingungen lediglich eine Änderung der Eigenfre-

quenz um circa 1 %. Die Masse der beiden Wälzlager beträgt etwa 1 kg, die gesamte Baugruppe ist 39 kg schwer. Bei kompletter Vernachlässigung dieser Massenapplikation ist die Auswirkung auf die Biegeformen gut erkennbar, erreicht aber ebenfalls nur einen Unterschied von 1 %. Bei den restlichen Moden zeigt sich nur bei einer Schwingungsform mit Ausprägung am Lagersitz eine größere Auswirkung von 3 %. Der geringe Einfluss der Modellierung der Wälzlager-Masse hängt mit den steifen Lagerorten zusammen. Bei den Schraubenverbindungen der Gehäuse hatte eine vergleichbare Masse sehr starke Ergebnisänderungen zur Folge.

Basis des FE-Modells der HAG-Baugruppe (Abb. 3-32) ist das HAG-Gehäuse aus Tabelle 3-1. Im dort untersuchten Frequenzbereich betragen der durchschnittliche MAC-Wert 94 % und die Standardabweichung der 16 CMPs 0,69 % bei einer maximalen Frequenzabweichung von 1,8 %. Die ersten vier Moden bis 2,4 kHz haben einen MAC-Wert von durchschnittlich/ minimal 98/ 97 % und eine maximale Frequenzabweichung von 1,1 %. Das eingebaute Getriebe-Ausgleichsgehäuse weist noch bessere Vergleichswerte auf. Es liegt also wiederum eine sehr gute Ausgangssituation vor, wobei hier im Gegensatz zur ZF-BGRW keine Abweichungen durch Schraubenverbindungen in Kauf genommen werden müssen. Durch den Einbau des HAG-GAG wird das Schwingungsverhalten des Gehäuses sehr stark verändert. Eine Unterscheidung bezüglich der Veränderung einzelner Eigenformen ist daher hier nicht sinnvoll.



**Abb. 3-32 Schnitt-Darstellung des FE-Modells der HAG-Baugruppe mit Wälzlagern (HAG-BGRW)**

Auch hier werden nach der Erprobung des Wälzlagerverhaltens durch statische Simulationen der Einfluss der als rein axial angenommenen Vorspannung und der getroffenen Modell-Annahmen durch eine Sensitivitäts-Analyse geprüft. Den Vergleich der Ergebnisse bei verschiedenen Vorspannungen für die ersten 47 Eigenfrequenzen bis 7,5 kHz zeigt Abb. 3-33. Basis

für die Korrelation der Ergebnisse an 450 ausgewählten Freiheitsgraden ist die Simulations-Variante mit 5 kN axialer Lagervorspannung. Wie erwartet erhöhen sich die Eigenfrequenzen mit steigender Vorspannung, wobei die Unterschiede zunehmend geringer ausfallen. Die MAC-Werte reagieren vor allem bei den niedrigen Frequenzen relativ schwach. Hingegen verändern sich dort die Eigenfrequenzen besonders stark, und die Abb. 3-34 bestätigt: bei allen vier dargestellten Eigenformen sind die Bereiche der Wälzlager ausgelenkt.

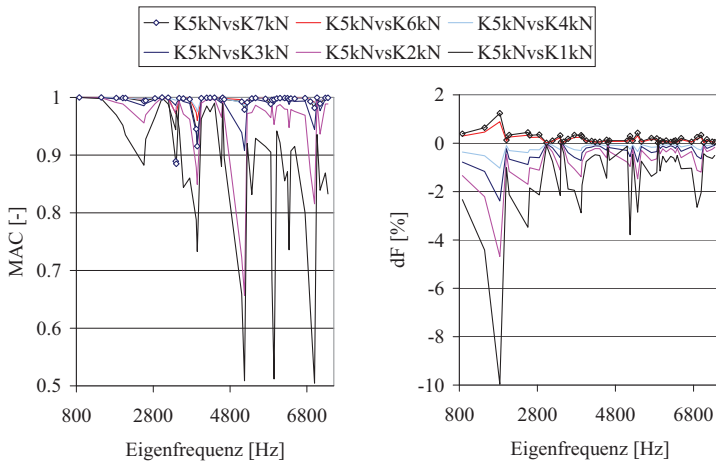


Abb. 3-33 MAC- (links) und Eigenfrequenz-Veränderung für unterschiedliche Vorspannkraften, Basis-Simulation: 5 kN, HAG-BGRW

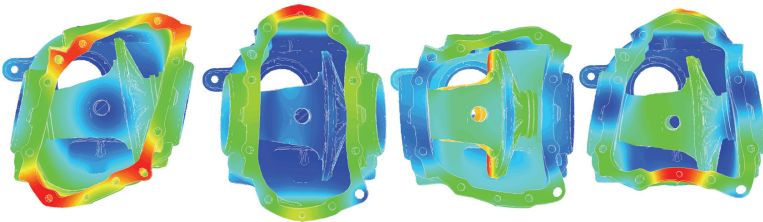


Abb. 3-34 Eigenform 1 (li.) bis 4 (re.) der HAG-BGRW bei 5 kN axialer Lagervorspannung

Der Einfluss der bei der Modellierung getroffenen Annahmen wird aufgrund der Ergebnisse bei unterschiedlichen Vorspannungen vorrangig bei den ersten vier Eigenfrequenzen untersucht. Die vernachlässigte Kopplung zwischen Wellenstirn und Innenring verändert die Eigenfrequenzen im Ver-

gleich zur kompletten Kopplung der Stirnknoten um maximal 1%. Der Einfluss der Verschiebung der Zentralknoten um 3 mm ist mit maximal 1% Abweichung ebenfalls überschaubar. Die Kopplung von Außenring und Gehäuse ist auch hier durch die Matrix-Anbindung als steif angenommen. Diese Annahme ist durch die vorhandene Spielpassung unrealistisch und wirkt sich bedeutend auf die Ergebnisse aus. Die Wälzlager-Massen wirken sich bei kompletter Vernachlässigung mit bis zu 4% Änderung bei den betrachteten Eigenfrequenzen aus.

Die Sensitivitätsanalyse innerhalb der Simulation zeigt bei beiden Baugruppen den begrenzten Einfluss der Veränderung der rein axialen Wälzlagervorspannung auf, sofern sich keine sehr großen Vorspannungs-Änderungen ergeben. An dieser Stelle ist die Lokalisierung der sensiblen Eigenfrequenzen wichtig: bei der ZF-Baugruppe sind vor allem die Eigenfrequenzen mit Schwingungen an der Vorgelegewelle betroffen. Hingegen sind bei der HAG-Baugruppe die vier niedrigsten Eigenfrequenzen, bei denen eine globale Gehäuse-Schwingung auftritt, besonders bedeutsam. Diese Eigenfrequenzen und -schwingungsformen der beiden Baugruppen werden daher im Folgenden für den Abgleich zwischen Rechnung und Messung verwendet. Der Einfluss der bei der Modellierung getroffenen Annahmen zeigt unterschiedlich starke Auswirkungen. „Unwichtige“ Koeffizienten der Steifigkeitsmatrizen und die exakte Lage der Zentralknoten haben relativ wenig Einfluss. Auch die Abbildung der Lagermassen führt nicht zu größeren Auswirkungen. Die Einbindung der Matrizen durch die versteifenden MPCs wird vor allem bei der HAG-Baugruppe zu steif vorgenommen.

### 3.4.5 Generierung der Messdaten

Im nächsten Schritt werden die Messdaten für die Verifizierung der Simulationsmodelle generiert. Die Sensitivitäts-Analyse der Simulation gibt die relevanten Eigenfrequenzen für die Lager-Modellierung vor: bei der ZF-Baugruppe sind im Bereich bis 1,5 kHz die Biege- und Axialschwingung der Vorgelegewelle und bei der HAG-Baugruppe die ersten vier Eigenfrequenzen bis circa 2 kHz besonders bedeutsam. Im Gegensatz zur Untersuchung der Schraubenverbindungen wird eine gezieltere Modellprüfung vorgenommen. Der Zeitaufwand für Experimentelle Modalanalysen mit detaillierten Messmodellen in einem breiten Frequenzbereich, die auch aufgrund der schlechteren Zugänglichkeit innen liegender Bauteile problematischer als bei den Baugruppen mit Schraubenverbindungen sind, wird dadurch umgangen. Erst nachdem die Abweichungen zwischen Rechnung und



Messung bei den gewählten Eigenfrequenzen bekannt sind, ist eine Entscheidung über eine detailliertere Verifizierung sinnvoll.

Um die Abweichungen zwischen Messung und Simulation hauptsächlich auf die Wälzlager-Modellierung zu beschränken, wird die ZF-Baugruppe mit einer Montageanleitung montiert, die Anziehreihenfolge, -verfahren und Vorspannungen der Schrauben, Ausrichtung der Einzelbauteile und Reinigung der Kontaktstellen definiert, um eine möglichst gute Wiederholbarkeit des Zusammenbaus zu erreichen. Die Aufhängung erfolgt unter Frei-Frei-Randbedingungen an Nylonseilen, wobei die Aufhängungspunkte so gewählt werden, dass die Eigenformen mit Auslenkungen an der Vorgelegewelle nur minimal beeinträchtigt werden. Vor der Messung wird die ZF-VGW zur zwangsfreien Ausrichtung der Wälzkörper mehrmals gedreht. Insgesamt sieben Beschleunigungsaufnehmer werden an allen Bauteilen angebracht. Die Anregung erfolgt mit einem Modalhammer, um nichtlineares Kontaktverhalten durch Relativbewegungen in den Trennfugen möglichst zu unterbinden. Die Kegelrollenlager der ZF-BGRW werden axial vorgespannt. In der Realität hat die Vorgelegewelle im unbelasteten Zustand zwar Axialspiel, allerdings liegen beanspruchte Wälzkörper unter Betriebslast ebenfalls satt an. Die axiale Vorspannung wird mit den Lagerdeckel-Schrauben eingestellt. Messungen werden bei unterschiedlichen Vorspannungen durchgeführt und zeigen, dass erst ab einem Anziehmoment von 3 Nm, was einer axialen Lagervorspannung von 10 kN entspricht, Resonanzüberhöhungen im Schwingungssignal deutlich erkennbar werden; darunter dominiert die Dämpfung der Fügestellen das Resonanzverhalten. Aus den gemessenen Signalen werden Übertragungsfunktionen gebildet. Deren Reproduzierbarkeit wird durch mehrere Montage- und Demontagevorgänge in [129] nachgewiesen. Eigenfrequenzen bis 3,5 kHz streuen lediglich um wenige Hertz.

Die Identifikation der gesuchten sensiblen Eigenfrequenzen erfolgt anhand der Übertragungsfunktionen von Driving-Point-Messungen. Für die Biegeschwingform der Vorgelegewelle wird radial in festgelegter Richtung am Wellenbauch angeschlagen. Die Axial-Schwingung wird axial am Wellenende angeregt. Die beiden Übertragungsfunktionen liefern wegen der gezielten Anregung der gewünschten Eigenformen an Messpunkten mit minimaler Eingangsimpedanz erwartungsgemäß eindeutige Ergebnisse (Abb. 3-35). Weitere Übertragungsfunktionen werden eingesetzt, um die Auswahl der relevanten Eigenfrequenzen abzusichern. Bei der Auswertung werden auch die modalen Dämpfungen berücksichtigt, um zu verhindern, dass die Wahl der Eigenfrequenzen durch unterschiedliche modale Dämpfungsverhältnisse falsch vorgenommen wird. Um die Auswahl darüber hinaus abzusi-

chern, wird auch eine Experimentelle Modalanalyse mit einem grobmaschinigen Messnetz durchgeführt, die ebenfalls eindeutige Ergebnisse liefert. Versuche mit Shaker und Sine-Sweep-Anregung verändern die Ergebnisse kaum.

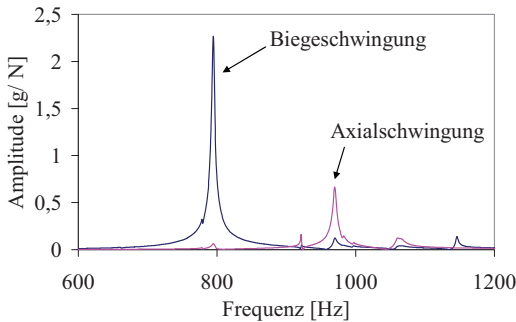


Abb. 3-35 Driving-Point-Übertragungsfunktionen der ZF-Vorgelegewelle bei axialer und radialer Anregung

Die Vorbereitungen und Messbedingungen gelten bei der HAG-Baugruppe entsprechend. Am Ausklingverhalten nach Impulsanregung mit dem Modalhammer wird die starke Dämpfung der Baugruppe deutlich. Sie resultiert weder aus der Aufhängung noch aus den Dämpfungen der Einzelbauteile, stattdessen werden die Spielpassungen zwischen Außenring und Gehäuse und das Wälzlager mit vergleichsweise niedriger Axialvorspannung dafür verantwortlich gemacht. Die axiale Vorspannung wird durch das Unterlegen von metallischen Distanzfolien schrittweise erhöht; dabei verringert sich die Dämpfung erwartungsgemäß.

Bei der HAG-Baugruppe ist die Auswahl der relevanten Eigenfrequenzen zwar generell leichter, die Reproduzierbarkeit der Übertragungsfunktionen wird durch die relativ starke Dämpfung aber erschwert. Das betrifft jedoch hauptsächlich den Bereich über 3 kHz, der sich bei wiederholter Montage so stark verändert, dass die Zuordnung der Eigenfrequenzen verschiedener Messungen nicht zuverlässig ist. Die darunter liegenden zehn Eigenfrequenzen streuen durchschnittlich um 2 %, wobei die erste Eigenfrequenz durch doppelt so starke Streuungen auffällt. Die Auswahl der Eigenfrequenzen wird anhand der Summenkurven aller Übertragungsfunktionen vorgenommen. Weil Messungen mit mehreren Anregungs- und Messorten aufgenommen werden, sind die Eigenfrequenzen darin leicht auffindbar. Abb. 3-36 zeigt die Summenverläufe aus vier Messungen mit wiederholter Montage/Demontage. Streuungen bei Amplitude und Frequenz sind ebenso erkennbar

wie unsymmetrische Resonanzüberhöhungen, die Nichtlinearitäten aufzeigen [26]. Als Ergebnis werden daraus für mehrere Zusammenbau-Situationen Frequenzbereiche für jede Eigenfrequenz angegeben.

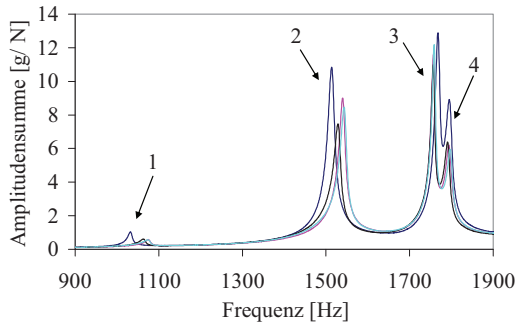


Abb. 3-36 Verläufe der aufsummierten Übertragungsfunktionen bei wiederholter Montage/ Demontage der HAG-BGRW

Um sicherzustellen, dass beim Vergleich der Ergebnisse aus Rechnung und Messung die Eigenfrequenzen gleicher Eigenformen miteinander verglichen werden, wird auch bei der HAG-BGRW eine Experimentelle Modalanalyse durchgeführt. Das ist vor allem im Zusammenhang mit eng benachbarten Eigenfrequenzen wichtig. Das Messnetz ist mit nur 14 Messpunkten in einer Ebene entlang der relativ weichen Öffnung des Gehäuses und einem Messpunkt auf dem HAG-GAG sehr grob. Die AUTOMAC-Matrix (Kapitel 3.1) zeigt, dass die hier untersuchten Eigenformen (Abb. 3-34) damit gut voneinander unterschieden werden können. Die Polstellen konvergieren relativ undeutlich, weil die nichtlinearen Dämpfungsmechanismen durch die linearen Ansätze nicht gut abgebildet werden. Wegen der damit in Verbindung stehenden Unsicherheiten wird auch eine Modalanalyse mit engmaschigerem Messnetz nicht zwangsläufig zu einer besseren Datenbasis für den Ergebnis-Vergleich führen. Für die Verifizierung der Simulationsmodelle beider Wälzlager-Baugruppen liegen damit alle nötigen Informationen vor.

### 3.4.6 Gegenüberstellung Rechnung und Messung

Die Ergebnisse aus Rechnung und Messung werden in diesem Abschnitt miteinander verglichen. Zum Vergleich der Eigenfrequenzen der Axial- und Biegeschwingungen der Vorgelegewelle innerhalb der ZF-BGRW werden auch bei der Simulation die passenden Eigenfrequenzen ausgewählt. Zur Vereinfachung der Auswahl wird eine rechnerische Response-Analyse mit

einer Anregungskraft von 1 N in allen Eigenfrequenzen mit Anregung an den gleichen Orten und in den gleichen Richtungen wie in der Messung und mit einheitlicher Dämpfung durchgeführt. Die Ergebnisse sind damit sehr leicht mit denen der Messung vergleichbar, und die Auswahl der gesuchten Eigenfrequenzen ist analog zur Messung eindeutig.

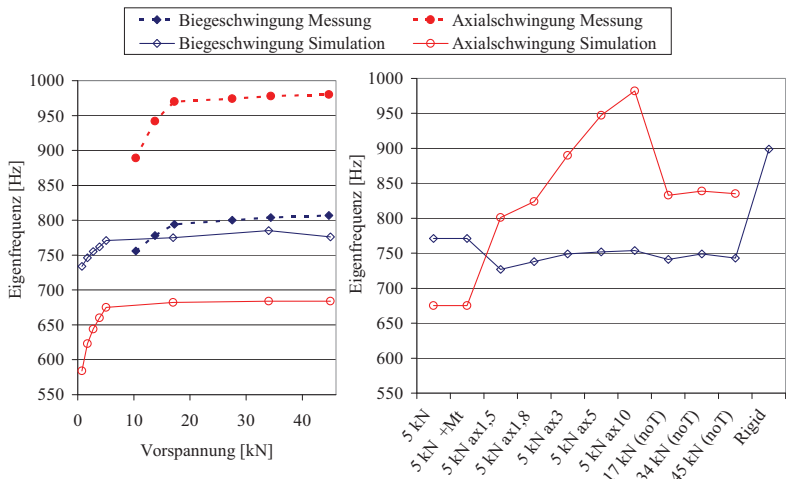


Abb. 3-37 Einfluss von Lagervorspannung (li.) und anderen Änderungen der Simulation (re.) auf die sensiblen Eigenfrequenzen der ZF-BGRW

						EF ID-EMA										
						1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
						EF ID-SIM	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
						EF-EMA	432	522	662	795	779	795	779	921	982	996
						EF-SIM	430	521	658	682	763	775	787	921	967	1041
						dF [%]	0	0.17	0.51	16.52	2.04	2.60	-1.07	0.05	1.54	0.61
						MAC	0.99	0.99	0.96	0.32	0.66	0.38	0.51	0.97	0.77	0.77
EF ID-EMA	EF ID-SIM	EF-EMA	EF-SIM	dF [%]	MAC	0.99	0.99	0.00	0.00	0.07	0.00	0.01	0.01	0.08	0.00	0.00
1	1	432	430	-0.49	0.99	0.00	0.99	0.00	0.00	0.01	0.01	0.01	0.02	0.00	0.00	0.01
2	2	522	521	-0.17	0.99	0.00	0.00	0.99	0.00	0.00	0.01	0.01	0.02	0.00	0.00	0.01
3	3	662	658	-0.51	0.96	0.00	0.00	0.00	0.96	0.05	0.14	0.03	0.00	0.00	0.00	0.00
4	5	779	763	-2.00	0.66	0.00	0.01	0.07	0.02	0.66	0.14	0.51	0.00	0.17	0.25	0.03
5	6	795	775	-2.53	0.38	0.00	0.00	0.02	0.32	0.08	0.38	0.00	0.00	0.04	0.02	0.21
6	7	799	787	-1.40	0.46	0.01	0.00	0.03	0.01	0.28	0.01	0.36	0.01	0.34	0.05	0.01
7	8	921	921	-0.05	0.97	0.06	0.01	0.00	0.03	0.00	0.01	0.03	0.03	0.00	0.00	0.06
8	6	970	775	-20.15	0.34	0.00	0.00	0.02	0.06	0.34	0.00	0.03	0.03	0.15	0.03	0.26
9	9	982	967	-1.51	0.77	0.00	0.00	0.00	0.00	0.16	0.02	0.07	0.01	0.37	0.17	0.01
10	10	996	990	-0.61	0.77	0.00	0.01	0.00	0.00	0.31	0.03	0.17	0.00	0.21	0.37	0.01
11	11	1061	1041	-1.91	0.67	0.00	0.01	0.02	0.07	0.01	0.05	0.06	0.08	0.04	0.01	0.67

Abb. 3-38 Korrelationsmatrix bei axialer Lagervorspannung 17 kN, ZF-BGRW

Abb. 3-37 (links) zeigt die Eigenfrequenzen aus Rechnung und Messung in Abhängigkeit von der Lager-Vorspannung. Besonders bei der axialen Schwingform treten große Abweichungen der Eigenfrequenzen auf. Abb. 3-38 zeigt eine Korrelationsmatrix der Eigenformen aus Rechnung und Messung mit einer angenommenen Lagervorspannung von 17 kN. Die Schwingformen der Vorgelegewelle fallen darin durch große Abweichungen der

Eigenfrequenzen auf (gelb markiert). Die Axialschwingform, die bei solchen Anwendungen oft große Abweichungen verursacht, stört den Diagonalverlauf der Matrix durch ihr frühes Auftreten in der Simulation. Wegen des grobmaschigen Messmodells werden die MAC-Werte, die in der Matrix zu falschen Zuordnungen führen, nicht ausgewertet.

Wegen der beträchtlichen Abweichungen werden Veränderungen der Simulationsmodelle geprüft (Abb. 3-37, rechts):

- Die Torsionssteifigkeit der Wälzlager wird im Modell nicht berücksichtigt. Weil sich die Welle im Versuch durch die große Vorspannung kaum drehen lässt, führt diese Annahme zu Abweichungen zur Messung. Selbst bei Einbeziehung einer sehr großen Torsionssteifigkeit auf Basis der Simulation mit 5 kN Vorspannung ( $5kN+Mt$ ) ist jedoch kein signifikanter Einfluss auf die beiden Eigenfrequenzen erkennbar.
- Wegen der auffallenden Abweichungen bei der Axialschwingform werden die axialen Steifigkeitskoeffizienten der Steifigkeitsmatrizen auf Basis der Variante mit 5 kN Vorspannung mit den Faktoren 1,5 bis 10 skaliert (z.B.  $5kN \times 1,5$ ). Die Frequenzabweichung der axialen Schwingform wird dadurch geringer, aber ein im Vergleich zu den Werten in Abb. 3-28 sehr großer Faktor ist nötig, um die gemessene Eigenfrequenz zu erreichen.
- Die Steifigkeitsmatrizen für die Wälzlager werden vom Hersteller mit und ohne Einbeziehung der Lagerring-Aufweitung durch die axiale Last geliefert. Durch die vorliegenden Press- und Übergangspassungen (Kapitel 3.4.1) ist dieser Einfluss hier allerdings begrenzt. Deshalb wird der bei dieser Baugruppe standardmäßig berücksichtigte „Telescoping-Effekt“ in den Varianten mit 17, 34 und 45 kN Vorspannung vernachlässigt (z.B. 17 kN noT). Die Veränderung in den Steifigkeitsmatrizen betrifft hauptsächlich die axiale Steifigkeit, die mit Telescoping um circa 50 % reduziert wird. Die Abweichungen zur Messung werden bei der Axialschwingform dadurch beträchtlich verringert, bei der Biegeform vergrößert sich die Abweichung gleichzeitig moderat.
- Eine Variante mit komplett versteiften Lagern (Rigid) zeigt keine axiale „Starrkörperschwingung“ der Vorgelegewelle mehr, und die Biegeschwingung steigt auf 900 Hz.

Als mögliche Ursache für die Unterschiede zwischen Rechnung und Messung kommt auch die Wahl des Betriebspunktes in Frage. Die Lastverteilungen im Lager und damit die Steifigkeitsmatrizen sind stark vom Betriebspunkt abhängig. Die Kenntnis der tatsächlichen Belastung nach Betrag und

Richtung ist daher generell von entscheidender Bedeutung. In der Simulation wird eine rein axiale Vorspannung auf Basis der errechneten Klemmkraft durch die Schrauben-Anziehmomente des Lagerdeckels angenommen. Bei der Aufbringung der Vorspannung für die Messungen fällt auf, dass sich der Außenring trotz des schrittweisen Anziehens der Schrauben des Lagerdeckels ruckartig verschiebt. Die Vorgelegewelle lässt sich bedingt durch die hohe Vorspannung zur Dämpfungsminderung zudem schwer drehen, so dass ein leichtes Verkanten der Wälzkörper nicht ausgeschlossen werden kann. Damit wird die angenommene Vorspannung in Betrag und Richtung in Frage gestellt. In [153] wird der Einfluss einer maßvollen Richtungsänderung der Vorspannkraft auf die Steifigkeitsmatrizen der ZF-BGRW deshalb untersucht. Dabei zeigt sich ein ausgeprägteres Koppelverhalten, zudem verändert sich beispielsweise die Axialsteifigkeit um 35 %. Neben den Wälzkörperkontakten, die durch die Steifigkeitsmatrix abgebildet werden, verändert sich auch die Anlage der Außenringe, was zu weiteren Auswirkungen auf das Steifigkeitsverhalten der Bauteilverbindungen führt. Außer dem Betriebspunkt sind auch die beträchtlichen Differenzen zwischen der vom Hersteller angegebenen Steifigkeitsmatrix und den Berechnungsergebnissen mit entsprechender Software (Kapitel 3.4.3) für Unsicherheiten der simulierten Ergebnisse verantwortlich. Insbesondere wird in [153] festgestellt, dass die Axialsteifigkeiten des Lagerherstellers vergleichsweise niedrig angesetzt sind, wobei ein Unterschied von 25 % genannt wird.

						EF ID-EMA	1	2	4	3
						EF ID-SIM	1	2	3	4
						EF-EMA	1068	1536	1795	1740
						EF-SIM	877	1447	1838	2010
						dF [%]	22	6.16	-2.34	-13.41
						MAC	0.96	0.95	0.69	0.90
EF ID-EMA	EF ID-SIM	EF-EMA	EF-SIM	dF [%]	MAC	1	0.96	0.01	0.09	0.04
2	2	1536	1447	-5.80	0.95	0.03	0.95	0.12	0.11	
3	4	1740	2010	15.49	0.90	0.03	0.07	0.07	0.90	
4	3	1795	1838	2.39	0.69	0.01	0.06	0.69	0.09	

Abb. 3-39 Korrelationsmatrix HAG-BGRW, axiale Lager-Vorspannung 5 kN

Der für die HAG-BGRW hier angestellte Vergleich beschränkt sich auf die ersten vier Eigenfrequenzen, also den Bereich bis circa 2 kHz. Daher ist die Auswahl der Ergebnisse aus der Simulation unproblematisch. Abb. 3-39 zeigt die Korrelationsmatrix der HAG-Baugruppe bei einer axialen Lagervorspannung von 5 kN. Die MAC-Werte der Matrix werden hier für die Zuordnung der Moden verwendet. Bereits bei den ersten vier Eigenfrequenzen kommt es zu einer im Vergleich zur Messung veränderten Reihenfolge,

weil die letzten beiden Eigenfrequenzen eng benachbart sind. Auch hier werden die MAC-Werte wegen des sehr groben Messnetzes nicht bewertet. Die MAC-Matrix zeigt aber, dass die vier Moden problemlos zugeordnet werden können.

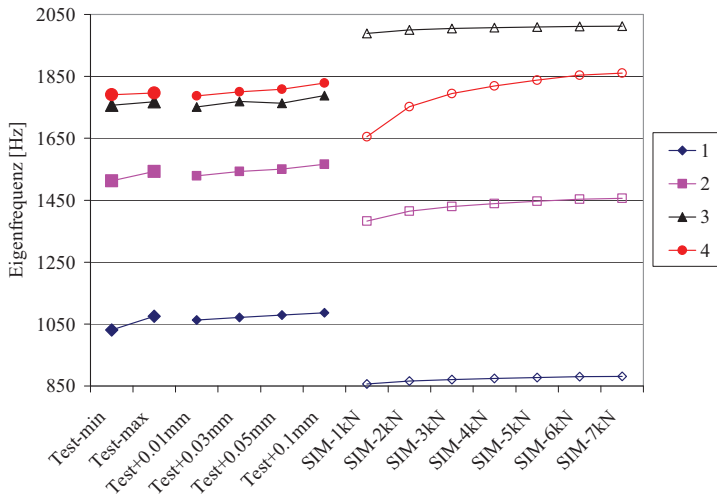
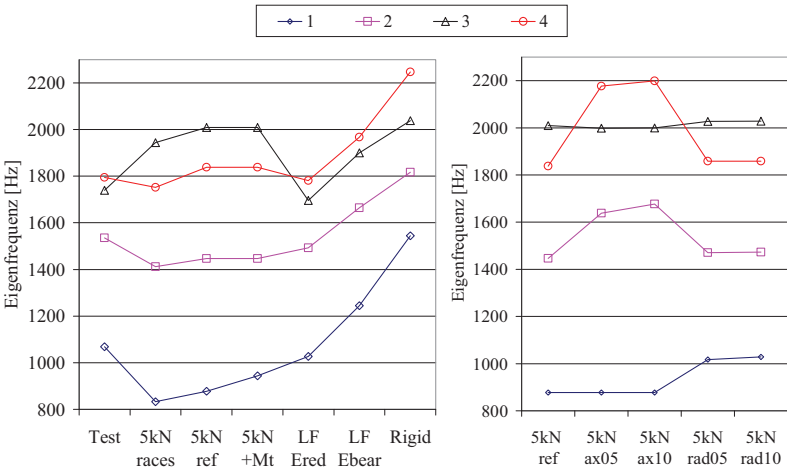


Abb. 3-40 Gegenüberstellung gemessener und simulierter Eigenfrequenzen der HAG-BGRW

Den Vergleich der ersten vier Eigenfrequenzen aus Rechnung und Messung bei unterschiedlichen Vorspannungen zeigt Abb. 3-40. Wie oben angesprochen, werden für die gemessenen Eigenfrequenzen Bereiche angegeben (Test-min, Test-max). Die Lagervorspannungen werden durch unterlegte Metallfolien verschiedener Dicken zwischen 10 und 100 Mikrometer erhöht. Die Auswirkungen auf die mittleren Eigenfrequenzen sind zwar erkennbar (Test+...mm), sie sind aber nur geringfügig größer als die Unsicherheiten bei wiederholten Montagevorgängen ohne unterlegte Metallfolien. In der Simulation erhöhen sich mit der Lagervorspannung alle betrachteten Eigenfrequenzen (SIM-...kN). Wie bei der Sensitivitätsanalyse (Abb. 3-33) fällt auch hier auf, dass sich die dritte Eigenfrequenz der Simulation, bei der das HAG-GAG deutlich ausgelenkt ist (Abb. 3-34), vergleichsweise stark ändert. Insgesamt sind die Auswirkungen der Vorspannungsänderungen allerdings relativ gering. Der variierte Bereich der Vorspannung von 1 bis 7 kN entspricht einem axialen Vorspannweg von 8 bis 32  $\mu\text{m}$ . Der Vergleich gemessener und berechneter Ergebnisse zeigt, dass die dritte und vierte Eigenfrequenz in der Simulation im Gegensatz zur Messung durchgehend in

vertauschter Reihenfolge auftreten. Außerdem liegen die ersten beiden Eigenfrequenzen deutlich unterhalb der Messwerte, was aufgrund der durchgehend zu versteifend getroffenen Annahmen verwundert. Die Unsicherheiten der Messung und der Spielraum durch die Vorspannung sind im Vergleich zu den Abweichungen klein.



**Abb. 3-41** Auswirkung von Veränderungen am Modell (links) und an den Koeffizienten der Steifigkeitsmatrix (rechts) auf die vier Eigenfrequenzen der HAG-BGRW

Wegen der nicht unerheblichen Unterschiede werden auch bei der HAG-Baugruppe weitere Simulationen durchgeführt und der Messung (Test) gegenübergestellt (Abb. 3-41). Bei der Variante „5kN-Races“ werden die Matrizen nicht wie bei der Basis-Variante (5kNref) an den äußeren Berührstellen der Lager mit den anderen Bauteilen verbunden, sondern direkt an den Laufbahnen. Damit wird ein Teil der Nachgiebigkeit der Lagerringe berücksichtigt, die Laufflächen sind wegen der Kopplung mit den Zentralknoten allerdings versteift. Erwartungsgemäß wird das Simulationsmodell dadurch durchweg nachgiebiger. Durch die Berücksichtigung einer großen Torsionssteifigkeit (5kN+Mt) wird die erste Eigenfrequenz erhöht. Die Modellierung der Wälzlager als Hohlzylinder (Abb. 3-26) wird in den „LF“-Varianten umgesetzt. Bei der Variante „LF Ered“ wird der E-Modul so angepasst, dass geringe Abweichungen zur Messung auftreten. Hingegen werden bei der Variante „LF E-bearing“ die Kennwerte des Lagerwerkstoffes verwendet. Die Ergebnisse der Hohlzylinder-Modellierung mit angepassten Werkstoffeigenschaften stimmen besser als die der Matrizen-Modellierung mit den



Messungen überein, und die Eigenfrequenzen treten in gleicher Reihenfolge auf. Für Betriebspunkte ohne eine gleichmäßige Anlage der Wälzkörper ist diese Modellierung allerdings ungeeignet und daher keine Modellierungsalternative. Die komplette Versteifung der Kegelrollenlager führt zu einem viel zu steifen Modell (Rigid).

Abb. 3-41 (rechts) zeigt die Veränderung der Eigenfrequenzen bei Skalierung der radialen und axialen Hauptsteifigkeiten mit den Faktoren 5 und 10 im Vergleich zur Basisvariante (5kNref). Die Veränderungen wirken sich unterschiedlich auf die Ergebnisse aus. Die Veränderung der axialen Steifigkeit betrifft die zweite und die vierte Eigenfrequenz. Hingegen erhöht sich die erste Eigenfrequenz infolge der Steigerung der radialen Steifigkeiten. Zwischen den Faktoren 5 und 10 ergeben sich in beiden Fällen keine großen Unterschiede mehr im Ergebnis.

Die Ergebnisse der HAG-BGRW machen den Unterschied zwischen Rechnung und Messung deutlich, und sie zeigen die Auswirkung veränderter Modelle auf. Weil die Eigenfrequenzen in beide Richtungen abweichen, kann nicht nur von einer zu steifen oder zu nachgiebigen Modellierung gesprochen werden. Als Ursache für die Abweichungen kommt wiederum der Betriebspunkt in Frage. Zum einen liegen wegen der stillstehenden Welle auch hier unklare Kontaktverhältnisse an den Wälzkörpern vor. Und zudem ist die Annahme einer rein axialen Vorspannung in der Simulation nur als notwendiger Kompromiss zu verstehen, weil das an der Wälzlagerseite offene Gehäuse durch den Einbau des steifen Ausgleichsgehäuses zur Öffnung hin stärker aufgeweitet wird. Damit liegt im Versuch im Gegensatz zur Simulation keine ausschließlich axiale Lagervorspannung vor. Die Annahme einer Vorspannkraft von 5 kN in der Konstellation ohne unterlegte Metallfolien wird durch eine statische Rechnung und die Messung der elastischen Gehäuse-Aufweitung bestätigt [129]. Die Koeffizienten der Steifigkeitsmatrizen vom Lagerhersteller können zwar durch den Vergleich mit alternativen Rechnungen bestätigt werden [153], die geringe axiale Vorspannung und die Spielpassungen der Außenringe führen aber zu zusätzlichen Fehlerquellen des Modells.

Der Vergleich der Ergebnisse aus Rechnung und Messung zeigt insgesamt, dass neben einer sonst guten Übereinstimmung bei einigen Eigenschwingformen die Abweichungen beträchtlich sind. Aus den aufgezeigten Einflüssen der ZF-BGRW wird aber erkennbar, dass die Unsicherheiten bei der Wahl des Betriebspunktes und bei den Steifigkeitsmatrizen sowie die Annahmen aus der hier baulich kaum möglichen Lagerring-Aufweitung durchaus Ursache für Abweichungen in dieser Größenordnung sein können, insbe-

sondere bei Kombination der Einflüsse. Speziell die ersten beiden Eigenfrequenzen bei der HAG-BGRW sind in der Simulation deutlich zu niedrig. Aufgezeigte Veränderungen des Modells machen zwar Verbesserungen möglich, allerdings sind die Veränderungen nur im Fall der nicht berücksichtigten Torsionssteifigkeiten physikalisch erklärbar. Mit der Versteifung der Spielpassungen der Lagerringe im FE-Modell wird hier eine Annahme getroffen, die Abweichungen in dieser Größenordnung unvermeidbar macht. Darüber hinaus ist die Annahme rein axialer Vorspannung in der Simulation bei der HAG-Baugruppe sehr ungenau.

Damit werden die Untersuchungen zur Wälzlagermodellierung abgeschlossen.

### **3.5 Zusammenfassung zur Modellierung von Bauteilverbindungen**

Zur Untersuchung der Schraubenverbindungen werden umfangreiche Messungen an drei Baugruppen unterschiedlicher Komplexität vorgenommen. Es werden Experimentelle Modalanalysen an allen Einzelbauteilen und Baugruppen durchgeführt, die als Referenz dienen. Druckmessungen in den Trennfugen legen die Koppelverhältnisse offen. Durch zusätzliche Untersuchungen wird nachgewiesen, dass nichtlineare Effekte die Messungen nicht bedeutsam überlagern.

Im ersten Simulations-Schritt werden die globalen Werkstoff-Parameter der Einzelbauteile so angepasst, dass minimale Abweichungen zwischen Rechnung und Messung auftreten. Die Qualität der Einzelbauteile wird schließlich aufgezeigt, wobei in einem breiten Frequenzbereich sehr gute Übereinstimmungen erreicht werden, die in der Literatur nur selten dokumentiert sind. Die verifizierten Einzelbauteil-Modelle werden schließlich als optimale Basis für die Baugruppen mit Schraubenverbindungen weiter verwendet. Für die Modellierung der Bauteilkopplungen werden Ansätze aus der Literatur aufgeführt. Dabei wird ein Defizit bei Modellen von Schraubenverbindungen für die Akustikrechnung festgestellt. Das wird auch dadurch belegt, dass Schraubenverbindungen mit vergleichbaren Zielstellungen sehr unterschiedlich modelliert werden. Mit einer Klassifizierung der Schraubenverbindungs-Modelle entsprechend ihrer Modell-Komplexität werden Simulationsziel und -möglichkeiten durch die Wahl einer sinnvollen Modellierungstiefe zusammengeführt. Für zwei in Frage kommende Klassen werden insgesamt sieben Varianten aufgebaut, die durch den baukastenähnlichen, schematischen Aufbau leicht ineinander überführt werden können. Die Varianten werden mit

schrittweise abgestuften physikalisch sinnvollen Parametern realisiert. Der Vergleich der Ergebnisse mit Messungen zeigt die Schwierigkeit der Modellierung der Schraubenverbindungen auf, und lässt erkennen, welche Varianten günstig sind und welche Varianten nur bei einzelnen Baugruppen funktionieren.

Aufgrund der aufgezeigten Unterschiedlichkeit zwischen den Baugruppen und der sehr guten Ergebnisse wird letztendlich eine Modellierungsempfehlung für Schraubenverbindungen zur Schallabstrahlungsberechnung gegeben (Abb. 3-42): bei Klemmlängen, die kleiner als die Schraubendurchmesser sind, führt eine einfache Verbindung der Bauteile im Bereich der Trennfuge zu sehr guten Ergebnissen. Gekoppelt wird dabei der Bereich um die Schraubenachse innerhalb des Grenzdurchmessers nach der VDI-Richtlinie 2230. Im Gegensatz dazu ist die Modellierung von Schraubenverbindungen mit größeren Klemmlängen schwieriger. Ein Modell, das zusätzliche Balken-Elemente verwendet, ist deshalb empfehlenswerter. Diese erstrecken sich über den Bereich der Klemmlänge, weisen den Schraubendurchmesser und einen dreifach erhöhten E-Modul im Vergleich zum Schrauben-Werkstoff auf. Für die Trennfugen-Kopplung ist in diesem Fall der dreifache Schrauben-Nennndurchmesser empfehlenswert. Bei beiden Modellen werden die Zusatzmassen durch Schrauben und Unterlegscheiben über Punktmassen an den Schwerpunkten aufgebracht und im Bereich der Gewinde und der Schraubenauflagen durch nicht versteifende MPCs angebunden.

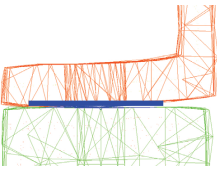
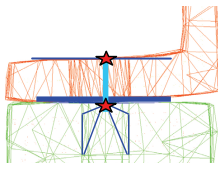
Klemmlänge < Schraubendurchmesser: Variante 2	Klemmlänge > Schraubendurchmesser: Variante 5
	
Bauteil-Kopplung: Grenzdurchmesser VDI 2230	Bauteil-Kopplung: Innerhalb 3xSchraubendurchmesser Balken-Steifigkeit: 3 x E-Modul Schrauben-Werkstoff

Abb. 3-42 Empfohlene Varianten für die Simulation von Schraubenverbindungen

Die Varianten der Klasse der komplexeren Modelle mit statisch nichtlinearen Vorrechnungen zeigen zwar bessere Ergebnisse, die Unterschiede sind aber

trotz der ausgesprochen starken Flanschverformungen der PBGR nur gering, so dass die Notwendigkeit der Vorrechnung durch die Ergebnisse nicht belegt wird.

Neben der Findung optimaler Varianten wird durch die Ergebnisse offengelegt, wie empfindlich die Kennwerte auf Parameter-Veränderungen der Modelle reagieren. Diese Empfindlichkeit geht mit der Treffer-Wahrscheinlichkeit der geeigneten Modell-Parameter bei der Modellierung einher. Es kann festgestellt werden, dass die Parameterfindung bei den üblichen Anforderungen an die Modellqualität mit den empfohlenen Verbindungsmodellen relativ unproblematisch ist. Die Sensitivitäten lassen aber auch Rückschlüsse für die Konstruktion zu, zum Beispiel kann der Einfluss des Anziehungsfaktors auf das dynamische Verhalten der Baugruppe abgeschätzt werden.

Insgesamt wird mit den Untersuchungen der Baugruppen mit Schraubenverbindungen der Stand der Technik der bekannten Literatur erweitert. Ursächlich dafür sind umfangreiche Vergleiche von Rechnungen und Messungen verschiedener, detailliert beschriebener, linearer Modelle mit üblichen Detaillierungstiefen und variierten Parametern unter Anwendung der gängigen Rechenkette für die Akustiksimulation. Es werden zudem breite Frequenzbereiche und drei sehr unterschiedliche Getriebebaugruppen betrachtet. Insbesondere die hohe Ergebnisqualität ist in der Literatur für solche Baugruppen wohl einzigartig. Die Abschätzung der zu erwartenden Ergebnisgüte abhängig vom eingesetzten Schraubenverbindungs-Modell wird dadurch möglich. Die Ergebnisse erleichtern damit die FE-Modellfindung zur Akustiksimulation, dienen als Entscheidungshilfe bei der Wahl geeigneter Schraubenverbindungs-Modelle und machen es möglich, den Stellenwert der Modellierung der Schraubenverbindungen für die jeweilige Simulations-Aufgabe abzuleiten.

Wie in Veröffentlichungen zur akustischen Simulation von Getrieben üblich, wird die Fügestellendämpfung hier global über modale Dämpfungen reeller Moden berücksichtigt, die vorher aus dem ungedämpften System ermittelt werden. Für laufende Forschungsarbeiten zur Beschreibung von Trennvorgängen sind die Untersuchungen der Schraubenverbindungen als Basis nutzbar – denn auch dabei gilt das „Bottom-Up“ Prinzip: das fokussierte Problem soll möglichst nicht durch andere Probleme überlagert werden, weil deren Auswirkungen sonst falsch zugeordnet werden könnten.

Die Untersuchung von Baugruppen mit Wälzlager wird an den Beispielen zweier Getriebebaugruppen vorgenommen, bei denen die Wälzlager sehr

unterschiedlichen Einfluss auf das dynamische Verhalten der Baugruppen haben. Die Ausgangsdaten für die FE-Simulation sind dabei nachweislich nicht für wesentliche Abweichungen der Baugruppen verantwortlich, so dass die Wälzlager-Modellierung ebenfalls separat untersucht werden kann.

Eine Literaturrecherche zeigt die Modellierungsmöglichkeiten von Wälzlagern in Getriebebaugruppen auf. Für Akustikrechnungen erscheint die Modellierung des Nachgiebigkeitsverhaltens der Wälzlager mit Steifigkeitsmatrizen zwischen zwei Zentralknoten, die mit den Lager sitzen von Gehäuse bzw. Welle verbunden sind, sinnvoll. Das Modell hat den Vorteil der Flexibilität gegenüber Veränderungen des Betriebspunktes und sogar des Lagertyps, und es verlangt wenig Modellierungsaufwand. Im Vergleich zu üblichen FE-Modellen zur Wälzlagermodellierung enthält es zudem deutlich mehr Informationen über das Nachgiebigkeitsverhalten von Wälzlagern. Die Möglichkeiten zur Beschaffung der Steifigkeitskoeffizienten werden aufgezeigt. Neben dem Weg über die Lagerhersteller ist auch die Berechnung mit Programmen möglich, die das Nachgiebigkeitsverhalten der Wälzlager auf Basis analytischer Ansätze simulieren. Im Fall der Wälzlager der HAG-Baugruppe führt dieser Weg zu fast identischen Ergebnissen. Die Besonderheiten bei der Aufbereitung und Einbindung der Steifigkeitsmatrizen in die FE-Modelle werden aufgezeigt, was die Umsetzung der Modelle erleichtert.

Die Ergebnisse einer Sensitivitäts-Analyse innerhalb der Simulation zeigen die Eigenfrequenzen auf, die empfindlich auf Veränderungen der Lagermodellierung reagieren und daher besonders wichtig für ihre Verifizierung sind. Des Weiteren wird auch der Einfluss getroffener Modell-Annahmen offengelegt. Im Bereich der Messungen treten bei den für die Verifizierung gewählten Betriebspunkten ohne Drehzahl mit verschiedenen Vorspannungen zwar ungewisse Kontaktverhältnisse auf, die Vorteile gegenüber Versuchen mit rotierenden Wellen überwiegen aber: zusätzliche Bauteile müssen im FE-Modell nicht berücksichtigt werden, und Dämpfungseffekte werden minimiert, weil kein Ölschmierfilm vorhanden ist. Zudem müssen auch bei rotierenden Wellen Unsicherheiten in Kauf genommen werden, weil konstante Betriebsbedingungen schwer zu erreichen sind. Nach der Messdaten-Generierung mit Bestimmung der Unsicherheiten liegen Eigenfrequenzen und -schwingungsformen aus Simulation und Messung vor.

Der Vergleich der „sensiblen“ Eigenfrequenzen zeigt im Gegensatz zu den Ergebnissen der Schraubenverbindungs-Modellierung relativ große Unterschiede. Die Berechnungen bei verschiedenen Vorspannungen machen deutlich, dass dieser Einfluss nicht die Bandbreite der Abweichungen überdeckt. Auch die Unsicherheiten der Messungen liegen weit unter den auftretenden

Abweichungen. Die Auswirkungen der Veränderung einzelner Steifigkeitskoeffizienten geben Hinweise auf die Dimension notwendiger Änderungen an den Steifigkeitsmatrizen. Für die ZF-BGRW werden die Abweichungen zwischen Rechnung und Messung durch Unsicherheiten bei der Kenntnis des Betriebspunktes nach Betrag und Richtung, durch unsichere Steifigkeitskoeffizienten des Lagerherstellers und durch die faktisch kaum mögliche Lager-ring-Aufweitung erklärt, die in den Modellen dieser Baugruppe generell berücksichtigt wird. Die separate Untersuchung dieser Ursachen macht deutlich, dass ein kombiniertes Auftreten durchaus für die insgesamt vorliegenden Abweichungen verantwortlich sein kann. Bei der HAG-Baugruppe werden unter anderem die Annahmen bei der Einbindung der Steifigkeitsmatrizen für die Abweichungen verantwortlich gemacht. In der Realität liegt eine Spielpassung der Außenringe vor, die im Modell als steif angenommen wird. Diese Annahme kann mit vertretbarem Aufwand nur durch radial nachgiebigere Modelle fallen gelassen werden, die aber nicht zu besseren Ergebnissen führen. Hingegen können die Ergebnisse durch die Berücksichtigung von Torsionssteifigkeiten aufgrund der vorgespannten Lager verbessert werden. Durch die Betriebspunkte mit geringer Vorspannung liegen bei der HAG-Baugruppe ungewisse Kontaktverhältnisse an den Wälzkörpern vor. Im Gegensatz zu den Annahmen in der Simulation ist die Vorspannung zudem nicht rein axial. Insgesamt ist deshalb davon auszugehen, dass bei den vorliegenden Gegebenheiten der HAG-Baugruppe die Abweichungen sensibler Eigenfrequenzen von den Messwerten von bis zu 20 % in Kauf genommen werden müssen.

Wälzlager sind mechanisch wesentlich komplexere Verbindungselemente als Schraubenverbindungen und lassen sich infolgedessen auch deutlich schwerer modellieren. Die hier vorgestellten Untersuchungen zeigen eine für die Akustikrechnung angemessene Möglichkeit der FE-Modellierung von Bauteilverbindungen mit Wälzlagern auf. Die Notwendigkeit der Berücksichtigung des Nachgiebigkeitsverhaltens von Wälzlagern in Getriebebaugruppen wird vor allem im Vergleich mit den Varianten mit völlig versteiften Lagern deutlich. Die bei der Verifizierung auftretenden Abweichungen zwischen Rechnung und Messung sind zwar im Vergleich zu den Schraubenverbindungen deutlich größer, liegen aber durchaus im üblichen Bereich für solche Getriebebaugruppen. Zudem ist bei anderen Lagertypen mit weniger ausgeprägtem Koppelverhalten mit besseren Ergebnissen zu rechnen. Ein nicht unbedeutender Teil der Abweichungen wird dem relativ einfachen Modell für das komplexe Übertragungsverhalten der Wälzlager zugeschrieben, das lediglich als Kompromiss zwischen Simulationsgüte und Modellierungsauf-

wand zu sehen ist. Noch einfachere Modelle bilden die Messungen zum Teil zwar treffender ab, sie sind aber bezüglich des Betriebspunktes unflexibel und daher keine Modellierungsalternative. Auch die Ausweitung der Modellierungstiefe durch Einführung weiterer Parameter, wie beispielsweise der Kontaktsteifigkeiten der Lagerringe, wird für die Akustiksimulation nicht in Betracht gezogen, weil dadurch zusätzliche Unsicherheiten „eingebaut“ werden, die die Simulationsgüte nicht verbessern.

Mit den hier durchgeführten Untersuchungen der Wälzlager-Verbindungen wird ein Beitrag zur FE-Modellierung von Getriebebaugruppen geleistet, die gerade im Bereich der Wälzlager oft mit sehr viel größeren als den hier verwendeten Modellen stattfindet. Für die Berechnung der Anregung im MKS-Bereich sind die Erkenntnisse ebenfalls hilfreich, weil auf die gleiche Datenbasis zurückgegriffen wird. Durch das Aufzeigen vorhandener Unsicherheiten bei der Lagermodellierung wird die Entwicklung vorangetrieben. Für die Akustik-Simulation von Fahrzeuggetrieben müssen diese Unsicherheiten insbesondere dann beachtet werden, wenn nicht nur vergleichende Berechnungen durchgeführt werden. Wichtige Sensitivitäten und Ansätze zur Minimierung von Abweichungen zwischen Rechnung und Messung sind aufgezeigt. Wiederum ermöglichen die Ergebnisse auch die Abschätzung der Einflüsse konstruktiver Veränderungen auf das dynamische Verhalten der Getriebebaugruppen.

Die in der vorliegenden Arbeit durchgeführten Untersuchungen zur Körperschallberechnung im Rahmen der Akustiksimulation von Getriebebaugruppen sind damit abgeschlossen.

## 4 Luftschallsimulation bei Strukturen unterschiedlicher Abstrahlflächen-Komplexität

Graf zeigt in [42], dass Fahrzeuggetriebe-Gehäuse mit komplexen Abstrahlflächen wesentlich größere Abweichungen zwischen Rechnung und Messung aufweisen als einfachere Strukturen, und vermutet als Ursache die im BE-Modell vernachlässigte Verrippung. In der bekannten Literatur werden einerseits die Vereinfachungen von Geometriedetails empfohlen [49], [157], andererseits sind aber auch Untersuchungen dokumentiert, bei denen die Vernachlässigung von Rippen zu großen Abweichungen führt [85], [86]. Hier soll unter anderem untersucht werden, ob die vereinfachende Modellierung für die Zunahme der Abweichungen bei Graf ursächlich ist. Zusätzlich einbezogene Verfahren der Schallabstrahlungsberechnung von Getriebegehäusen ermöglichen die Berücksichtigung der bei Graf wegen Konvergenzproblemen des Solvers vernachlässigten Rippen. Es werden ein DBEM-, ein IBEM- und ein Fast Multipole BEM-Solver sowie Akustische Finite Elemente eingesetzt.



Name	Ovales Prinzipgetriebegehäuse	DaimlerChrysler-Hinterachsgetriebegehäuse	ZF 6S850 Ecolite Getriebegehäuse
Kurzzeichen	OPG	DC-HAG	ZF-G
Abstrahlfläche	einfach	Rippen, Vertiefungen	starke Verrippungen
H/B/T (mm)	380/390/270	287/237/230	425/410/249
Material	AlSi7Mg	GGG40	GD-AlSi9Cu3
Masse	4,64 kg	11,6 kg	13,6 kg
E-Modul	74-75 kN/mm <sup>2</sup>	169 kN/mm <sup>2</sup>	75-76 kN/mm <sup>2</sup>

**Tabelle 4-1** Getriebegehäuse unterschiedlicher Komplexität aus [42]

Die drei unterschiedlich komplexen Getriebegehäuse (Tabelle 4-1) mit umfangreichen Daten aus Messung und Rechnung aus [42] werden für die Untersuchungen genutzt – die hohe Güte der Daten wird dort umfassend bewie-



sen. Die Ergebnisse werden durch die Verwendung unterschiedlicher Gehäuse abhängig von der Abstrahlflächen-Komplexität dargestellt und lassen über die Frage der Detailmodellierung hinaus weiter reichende Schlüsse zu.

Komplexe, also von einfachen geometrischen Formen abweichende Abstrahlflächen entstehen im Allgemeinen durch Verrippungen, durch den Zusammenbau von Einzelbauteilen oder Subsystemen und durch Anbauteile. Für Abstrahlflächen hoher Komplexität wird hier also der Extremfall eines stark verrippten Getriebegehäuses verwendet. Die Qualität der Eingangsgrößen der Luftschall-Simulation ist durch die Verwendung von Einzelbauteilen höher als für Baugruppen, weil die Unsicherheiten aus der Modellierung von Bauteilverbindungen nicht in Kauf genommen werden müssen – so steigt die Aussagekraft der Ergebnisse.

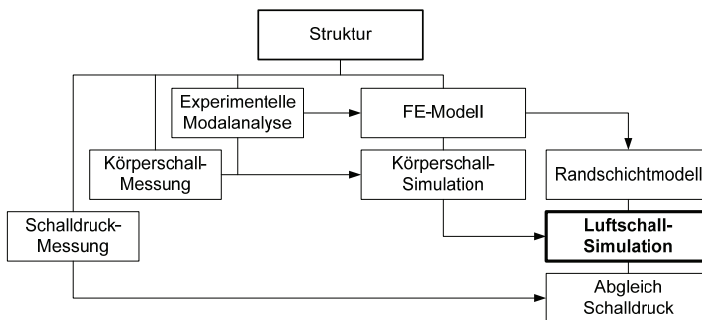


Abb. 4-1 Übersicht zum Ablauf der Validierung der Luftschall-Simulation

Die Körperschall-Eingangsdaten sind für alle hier eingesetzten Luftschall-Berechnungsverfahren gleich und werden mehrfach an Messungen angepasst. Dadurch wird die Ursache für Abweichungen zwischen gemessenen und gerechneten Luftschallgrößen auf die eigentliche Schallabstrahlung fokussiert, und Differenzen vorausgegangener Simulationsschritte werden kaum akkumuliert. Die Schallfeldgrößen der Luftschallsimulation werden mit Messergebnissen verglichen. Aus den unterschiedlichen Abweichungen der Verfahren kann so auf ihre Eignung geschlossen werden. Abb. 4-1 zeigt den gesamten Ablauf der Validierung der Luftschall-Simulation in einer Übersicht.

Der Abgleich mit Messungen wird vergleichbar mit [42] durchgeführt. So können auch die Ergebnisse aus der Validierung des nicht kommerziellen DBEM-Solvers ASOURA mit einbezogen werden. Mit den Ergebnissen kann überprüft werden, ob die relativ großen Abweichungen bei hochgradig

verrippten Getriebegehäusen mit anderen Verfahren und durch die detaillierte Modellierung der abstrahlenden Oberfläche verhindert werden können. Darüber hinaus werden auch allgemeine Aussagen über die Eignung der Verfahren zur Luftschallsimulation solcher Strukturen möglich.

In den folgenden Unterkapiteln werden zunächst die Messdaten für die Verifizierung der Simulationsergebnisse von Graf vorgestellt. Anschließend werden die Eingangsgrößen der Schallsimulation beschrieben und bewertet. In weiteren Unterkapiteln wird auf einige Besonderheiten bei der Anwendung der BEM und der FEM zur Behandlung von Abstrahlproblemen eingegangen. Nach dem Vergleich der Ergebnisse aus Rechnung und Messung werden die Erkenntnisse abschließend zusammengefasst.

## 4.1 Messdaten-Beschreibung

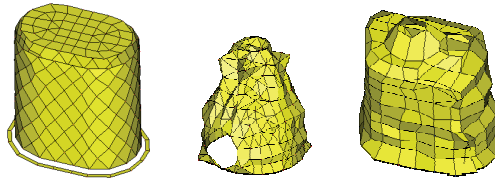
In diesem Unterkapitel werden die für die Validierung der Luftschallsimulation eingesetzten Messdaten vorgestellt (Abb. 4-1). Eine detaillierte Beschreibung befindet sich in [42]; aus dieser Arbeit werden folgende Messergebnisse für alle drei Bauteile verwendet:

- Ergebnisse Experimenteller Modalanalysen: Eigenfrequenzen und -formen, modale viskose Dämpfungen
- Schallschnellen an der äußeren Gehäuseoberfläche in den Eigenfrequenzen, normiert mit der Anregungskraft
- Schalldrücke an der äußeren Gehäuseoberfläche in den Eigenfrequenzen, normiert mit der Anregungskraft

Damit liegt die Basis für eine Modellanpassung mit Messdaten in den Eigenfrequenzen vor. Diese dominieren das Schwingungsverhalten und die abgestrahlte Schallleistung, wohingegen die dazwischen liegenden Bereiche bei den schwach gedämpften Strukturen einen vergleichsweise sehr geringen Beitrag liefern.

Tabelle 4-2 zeigt die Messmodelle der Gehäuse aus Tabelle 4-1. Es werden sehr viele Messpunkte verwendet, um detaillierte Abgleiche durchzuführen. Selbst Eigenformen bei hohen Eigenfrequenzen können so noch sehr gut beschrieben werden. Der ausgewertete Frequenzbereich wird so gewählt, dass jeweils 40 Eigenfrequenzen darin auftreten. Randeinflüsse benachbarter Moden werden durch einen entsprechend erweiterten Messbereich berücksichtigt. Für die beiden Fahrzeuggetriebe wird so mindestens die zweite Ordnung der maximalen Anregungs-Frequenz mit einbezogen. Die Frequenzauflösung wird durch die Messdauer bestimmt und so gewählt, dass die

Strukturen nach der Impulsanregung fast vollständig ausschwingen. Zur Sicherheit werden zudem Fensterfunktionen eingesetzt, um den Leakage-Effekt zu verhindern. Die Frei-Frei-Lagerungen der Rechnungen werden in den Messungen mit einer Schaumstoffauflage beim OPG und mit Gummibändern an biegesteifen Kanten bei den anderen beiden Gehäusen nachgebildet. Dadurch wird das Dämpfungsverhalten beeinflusst, was allerdings später durch Korrekturfaktoren wieder ausgeglichen wird. Die Messbedingungen werden für alle Messungen beibehalten, um das dynamische Verhalten und die Parameter-Einflüsse bei der Signalverarbeitung möglichst wenig zu verändern.



Kurzzeichen	OPG	DC-HAG	ZF-G
Auswertung bis	2700 Hz	7000 Hz	4000 Hz
Anzahl Messpunkte	336	318	250
Frei-Frei-Lagerung	Schaumstoff	Gummibänder an biegesteifen Kanten	

**Tabelle 4-2 Messmodelle der Getriebegehäuse und Messparameter [42]**

Bei der Experimentellen Modalanalyse werden alle Messpunkte mit einem Modalhammer normal zur Oberfläche angeschlagen. Einige Aufnehmer nehmen jeweils die „Antwort“ auf die Impulsanregung an einem Messpunkt auf. Dafür werden Miniatur-Beschleunigungsaufnehmer eingesetzt, um die Veränderung des dynamischen Verhaltens durch die applizierte Masse gering zu halten. Sie werden an schwingungsfreudigen Punkten angebracht, die zuvor mit Hilfe simulierter Eigenformen ermittelt werden. Aus den Messdaten werden zunächst die Übertragungsfunktionen abgeleitet, aus denen schließlich die modalen Parameter ermittelt werden. Auch hier zeigt der AUTOMAC-Wert nach Ewings [26] durch die Korrelation der Eigenformen der Experimentellen Modalanalyse mit sich selbst unter Annahme orthogonaler Moden, ob das vorher definierte Messnetz zur Beschreibung der Moden geeignet ist (siehe Kapitel 3.1).

Zur Messung der Schallschnellen normal zur abstrahlenden Oberfläche wird ein Laser-Vibrometer verwendet. Die Anregung erfolgt nacheinander an vier

Anregungspunkten, die die Bedingung der Aufnehmerpositionen bei der Experimentellen Modalanalyse erfüllen müssen: die Eingangsimpedanz sollte für möglichst viele Moden möglichst niedrig sein. Wie bei der Modalanalyse werden auch bei dieser Messung mit einem Modalhammer-Impuls alle relevanten Eigenfrequenzen gleichzeitig angeregt. Im Gegensatz zur Modalanalyse wandert bei diesem Versuch aber der Aufnehmer. Es wird also an immer den gleichen Punkten angeregt, und nacheinander werden die Schnellen aller Punkte des Messnetzes aufgenommen. Durch die berührungslose Messung wird der Einfluss wandernder Aufnehmer umgangen. Dafür muss das Rauschen der Lasermessung durch die relativ freie Aufhängung in Kauf genommen werden. Aus den gemessenen Verläufen für Geschwindigkeit und Kraft werden wiederum die Übertragungsfunktionen abgeleitet. Mit einer Suchfunktion werden die Amplituden bei den Eigenfrequenzen ausgelesen. Durch die hohe Frequenzauflösung werden die schwach gedämpften Verläufe auch im Bereich der Resonanzüberhöhungen ausreichend gut beschrieben.

Die Schalldruckmessungen erfolgen analog zu den Schnellemessungen. Mit Kondensatormikrofonen wird im Abstand von 2-4 mm von der Gehäuseoberfläche an allen Messpunkten der Schalldruckverlauf aufgenommen. Dabei spielt der Schallaustritt an den Öffnungen der Bauteile eine wichtige Rolle. Beim OPG wird er durch die Auflage auf der einzigen vorhandenen Öffnung verhindert. Beim DC-HAG werden die großen seitlichen Bohrungen und die offene Unterseite durch berührungslos angebrachten Schaumstoff verschlossen. Beim ZF-G hingegen wird das Austreten des Luftschalls nicht verhindert – allerdings sind abgesehen von der offenen Seite nur wenige vergleichsweise kleine Bohrungen und Öffnungen vorhanden. Es werden außerdem lediglich Messungen an der Bauteiloberfläche (geschlossene Bereiche) für den Abgleich verwendet, sodass sich der Einfluss der Öffnungen nicht signifikant auswirkt. Für die Messung an der Oberfläche spricht auch die Anwendung in der Fahrzeuggetriebe-Akustik. Dort ist die ungehinderte Abstrahlung in die Umgebung unmöglich, und die Messung im Fernfeld ist damit auch hier nicht relevant.

Es liegen damit für alle drei Bauteile bei jeweils 40 Eigenfrequenzen an allen Messpunkten aus Tabelle 4-2 die Auslenkungen der Eigenformen, die Schallschnellen und die Schalldrücke vor. Außerdem sind alle modalen viskosen Dämpfungen verfügbar.

## 4.2 Körperschall-Eingangsdaten

Hier werden die Körperschall-Eingangsdaten für die Luftschall-Simulation aus Abb. 4-1 näher beschrieben. Den gesamten Ablauf zeigt Abb. 4-2. Das



gen bei der Körperschallberechnung erzielt, weil der Einfluss der Fertigungstoleranzen minimiert wird – Graf weist beispielsweise beim OPG eine um 2 dB reduzierte Standardabweichung nach.



Kurzzeichen	OPG	DC-HAG	ZF-G
Volumen-Elemente	12.789	493.998	691.539
Elementkantenlänge Min.-Mittel-Max.	3,3-11,4-25,9 mm	0,01-3,0-11,7 mm	0,51-4,1-19,9 mm
Freiheitsgrade	77.226	2.477.727	3.739.533
durchschnittl. MAC	89,9 %	98 %	97,6 %

Tabelle 4-3 FE-Modelle der Getriebegehäuse [42]

Von den FE-Modellen werden Randschichtmodelle abgeleitet (Abb. 4-1). Sie stellen die nach außen abstrahlenden Hüllen der FE-Modelle dar und besitzen ausschließlich deren Knoten, die mit Schalenelementen miteinander verbunden sind. Im Folgenden wird beschrieben, wie die zugehörigen Schnellen der Randschichtmodelle generiert werden.

Im ersten Berechnungsschritt wird eine Rechnerische Modalanalyse durchgeführt, um die Eigenfrequenzen und -vektoren der FE-Modelle zu bestimmen. Danach werden die jeweils 40 Eigenvektoren aus Rechnung und Messung korreliert. Die resultierende MAC-Matrix führt zu den Modenpaaren und zeigt außerdem, wie gut die Modelle mit den Messungen übereinstimmen. Die sehr hohen durchschnittlichen MAC-Werte aus Tabelle 4-3 belegen die überragende Güte der FE-Modelle. Der etwas geringere Wert für das OPG resultiert aus der hohen Modendichte der nachgiebigen Struktur, die die Separierung der Moden aus der Experimentellen Modalanalyse erschwert. Diese Einschränkung bei der Auswertung der Messdaten wirkt sich jedoch nicht auf die weiteren Berechnungsschritte aus. Die Frequenzabweichungen werden im Mittel über die Anpassung der Elastizitäts-Moduln egalisiert. Die verbleibenden Streuungen der einzelnen Werte betragen bei allen Modellen im Mittel lediglich circa 1%. Die FE-Modelle sind damit hervorragend für die nachfolgenden Untersuchungen geeignet.

Die Eigenformen und -frequenzen der upgedateten Modelle werden zusammen mit den gemessenen modalen viskosen Dämpfungswerten für die Frequenzgang-Analyse benötigt (siehe Kapitel 1.2). Dabei wird an jeweils einem der Anregungspunkte normal zur Oberfläche mit einer Einheitskraft in den Eigenfrequenzen angeregt. Die Schnellen werden zunächst an den FE-Knoten berechnet, die den Messpunkten am nächsten liegen. Ein direkter Vergleich mit den aufbereiteten Ergebnissen der gemessenen Übertragungsfunktionen zeigt die über alle Messpunkte gemittelte Abweichung der Amplituden aus Rechnung und Messung. Über Korrekturfaktoren für jede einzelne Eigenfrequenz werden die anregenden Einheitskräfte schließlich so verändert, dass die Mittelwerte aus Rechnung und Messung übereinstimmen. Diese Skalierung egalisiert die großen Unsicherheiten der gemessenen Dämpfungswerte, die mitverantwortlich dafür sind, dass die Abweichungen trotz der Verwendung hochwertiger FE-Modelle entstehen. Die Verteilung der Schnellen wird durch die vorgenommene Korrektur nicht beeinflusst und kann separat ausgewertet werden.

Die durch Abgleich mit gemessenen Schnellen ermittelten Korrekturfaktoren werden im letzten Schritt zur Berechnung der Schnellen auf dem detaillierten Randschichtmodell verwendet. Damit liegen für alle drei Getriebegehäuse bei jeweils 40 Eigenfrequenzen an allen Knoten der Randschichtmodelle komplexwertige Schnellen vor. Vor der Übergabe zur Akustiks simulation werden ihre Eingangsdaten noch bewertet.

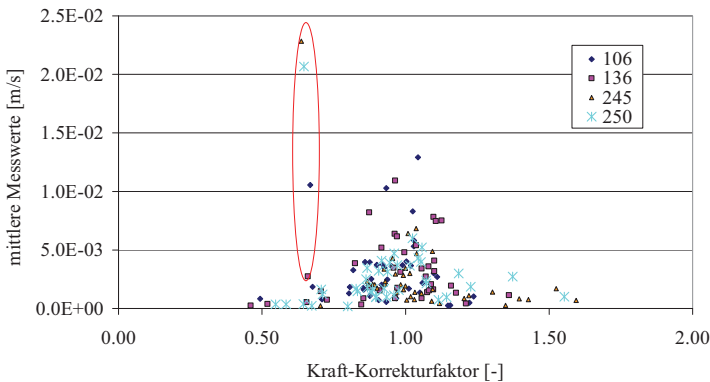
### **4.3 Bewertung der Körperschall-Eingangsdaten**

Im vorigen Kapitel werden die Eingangsdaten für die Akustiks simulation bereitgestellt. Hier sollen sie vor ihrer Verwendung kritisch hinterfragt werden, so dass Schwachstellen von dieser Seite her später nicht fälschlicherweise den Luftschall-Ergebnissen zugerechnet werden.

Die simulierten Körperschallschnellen werden in mehreren Schritten mit Messergebnissen aufgewertet. Dadurch wird verhindert, dass die gemessenen Schnellen des Messnetzes auf das feinmaschigere Randschichtmodell der Simulation aufwendig und mit entsprechenden Unsicherheiten übertragen werden müssen. Dieses Vorgehen wird erst durch die nachgewiesenen hohe Güte der vorliegenden Eigenformen der FE-Modelle möglich. Verbleibende Abweichungen der Schnelle-Verteilung und der Mittelwert-Korrektur durch die Kraftfaktoren werden nachfolgend überprüft. Darüber hinausgehende Differenzen zwischen den Ergebnissen der Akustikrechnungen und der Messungen sind vorrangig auf die Abweichungen durch die Schallabstrahlungs-

berechnung und die Unsicherheiten der Luftschall-Messungen zurückzuführen.

Überprüfung der Mittelwert-Korrektur: Durch die Korrekturfaktoren wird die anregende Einheitskraft der Simulation so korrigiert, dass die Schnellen aus Rechnung und Messung im Mittel gleich groß sind. Damit sollen die in der Experimentellen Modalanalyse mit großen Unsicherheiten ermittelten Dämpfungswerte korrigiert werden. Abb. 4-3 zeigt beispielhaft die Korrekturfaktoren des DC-HAG für vier verschiedene Anregungspunkte in Abhängigkeit von der mittleren Schnelle bei den Eigenfrequenzen. Im Mittel liegen die Faktoren bei allen Bauteilen nicht weiter als 10% vom Idealwert 1 entfernt. Die meisten Werte streuen zwischen 0,5 und 1,5, wobei einzelne Ausreißer bei niedrigen Amplituden weiter entfernt liegen. Die Streubreite hängt sehr stark von den Schwingungsamplituden ab. Bei starken Schwingungen verringert sich die Korrektur tendenziell – das ist ein Zeichen der standardmäßig höheren Unsicherheiten bei niedrigeren Messwerten.



**Abb. 4-3 Kraft-Korrekturfaktoren DC-HAG für vier Anregungspunkte,  
Markierung: Faktoren bei der ersten Eigenfrequenz**

Wenn hohe mittlere Amplituden bei den Messungen für alle Anregungsorte auftreten, sind die Korrekturfaktoren entsprechend der Markierung in Abb. 4-3 ähnlich. Es handelt sich dabei um die erste Eigenfrequenz. Das spricht für die Wirksamkeit der Faktoren bei stark angeregten, „lauten“ Moden. Diese treten bei niederfrequenten, global ausgeprägten Schwingformen auf. Die mitunter relativ großen Korrekturfaktoren resultieren aus der besonders starken Beeinflussung der Dämpfungswerte durch die eingeschränkte Wiederholbarkeit der Aufhängung zwischen Modalanalyse und Schnellemes-



sung. Für diese Ursache spricht auch das Ausbleiben dieses Effektes beim OPG mit seiner sehr gut reproduzierbaren Auflage.

Die Korrekturfaktoren gleichen also Unsicherheiten bei der Bestimmung der Dämpfungswerte bei genügend starker Anregung der Schwingform auch im Hinblick auf die Akustiksimulation aus. Abweichungen durch eine nicht exakt wiederholbare Aufhängung zwischen den verschiedenen Messungen, durch ungenaue Anschlagrichtungen und unsichere Messungen bei geringem Nutzsignal-Anteil werden erwartungsgemäß nicht so verhindert, dass anschließende Akustiksimulationen davon profitieren. Die fehlerhafte Korrektur bei schwach angeregten Eigenformen hat Auswirkungen auf die Akustiksimulation – die Abweichungen zwischen Rechnung und Messung werden dort vergrößert. Es ist daher für die weiteren Untersuchungen wichtig, die Amplitudenhöhe stets in die Auswertung der Ergebnisse mit einzubeziehen.

Überprüfung der Schnelle-Verteilung: Nach der Bewertung der Mittelwerte werden die Abweichungen der Verteilungen der Schnellen aus Rechnungen und Messungen überprüft. Diese werden durch die Anpassung der Mittelwerte nicht beeinflusst. Sie resultieren aus

- verbleibenden Unterschieden bei den Eigenformen aus Rechnung und Messung.
- abweichenden Dämpfungswerten: vor allem bei eng benachbarten Eigenfrequenzen wird der Anteil der Eigenformen in der Schwingungsantwort durch die Dämpfungen beeinflusst.
- Abweichungen der Richtungen der anregenden Kräfte.
- Unsicherheiten bei der Messung – hauptsächlich bei schwach angeregten Eigenformen.

Die Überprüfung der Schnelleverteilungen erfolgt mit Hilfe von MAC-Werten. Allerdings werden nicht Eigenformen, sondern Schnellevektoren aus Rechnung und Messung in den Eigenfrequenzen auf ihre Übereinstimmung verglichen (Gl. 4-1).

$$v - MAC(\{v_{TEST}\}, \{v_{SIM}\}) = \frac{|\{v_{TEST}\}^T \{v_{SIM}\}|^2}{(\{v_{TEST}\}^T \{v_{TEST}\})(\{v_{SIM}\}^T \{v_{SIM}\})} \quad \text{Gl. 4-1}$$

Ein Wert von 1 tritt bei vollkommenen gleichen, ein Wert von Null bei überhaupt nicht übereinstimmenden Vektoren auf.

Die Auswertung der v-MAC-Werte zeigt, dass die gemessenen Verteilungen durch die simulierten Eingangsdaten sehr gut getroffen werden. Bei allen Gehäusen und Anregungspunkten wird ein Durchschnittswert von  $95 \pm 1\%$

erreicht. Bei allen Messungen und Bauteilen ist wiederum eine starke Abhängigkeit der Werte von der mittleren Schwingungsamplitude erkennbar, wie Abb. 4-4 beispielsweise für das ZF-G zeigt. Für Eigenfrequenzen mit großen mittleren Schnellen werden bei allen Bauteilen sehr gute Werte erzielt. Eine signifikante Abhängigkeit der Güte der Verteilungen von der Bauteilkomplexität ist nicht feststellbar.

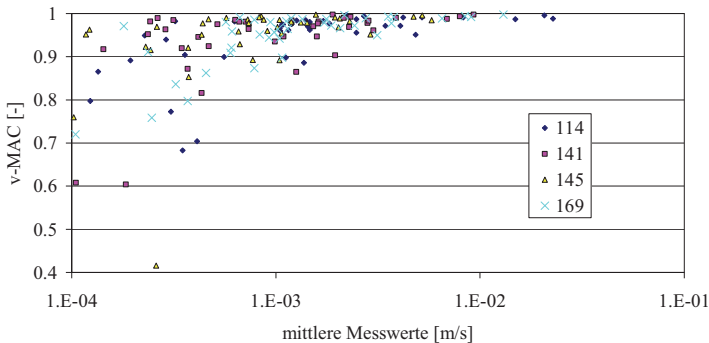


Abb. 4-4 v-MAC-Werte ZF-G für vier Anregungspunkte

Zusammenfassend müssen für die weiteren Untersuchungen, die auf den hier überprüften Eingangsdaten basieren, folgende Einschränkungen beachtet werden:

- Die Ergebnisse schwach angeregter Eigenformen werden tendenziell durch die Korrekturfaktoren weiter verschlechtert. Auch die Verteilungen der Geschwindigkeiten weichen bei kleinen Amplituden zunehmend von den Messungen ab.
- Bei der ersten Eigenfrequenz von DC-HAG und ZF-G werden die Dämpfungswerte durch die eingeschränkte Wiederholbarkeit der Aufhängungssituation beeinflusst. Dadurch können die simulierten Ergebnisse in etwa um den Faktor zwei von den Messungen abweichen.
- Die möglichen Gründe für Unterschiede einzelner Ergebnisse sind bei dieser komplexen Vorgehensweise vielseitig. Die Gesamtheit der Ergebnisse folgt allerdings einem einheitlichen Trend. Es ist daher für die nachfolgenden Untersuchungen wichtig, stets viele Ergebnisse auszuwerten.

Damit ist die Bewertung der Eingangsgrößen aus Kapitel 4.2 abgeschlossen, und die Einschränkungen für die folgenden Untersuchungen sind bekannt. Das Vorgehen zur Ermittlung der Körperschall-Eingangsdaten wird durch

die Ergebnisse der hier vorgenommenen Bewertung bestätigt. Trotz der Einschränkungen zeigt die Bewertung eindeutig, dass eine sehr gute Basis für die Akustiksimulation vorliegt, wobei die Qualität der Ergebnisse unabhängig von der Bauteil-Komplexität ist. Die Besonderheiten bei der Anwendung der Akustik-Simulationsverfahren werden in den folgenden Kapiteln behandelt.

#### **4.4 Randlement-Methode für Abstrahlprobleme**

In diesem Unterkapitel wird die Durchführung der Luftschall-Simulation (Abb. 4-1) mit der Randlement-Methode beschrieben. Für DBEM, IBEM und Fast Multipole-BEM werden Modelle eingesetzt, die es ermöglichen, Lösungen miteinander zu vergleichen. Die grundlegenden Ansätze der verschiedenen Formulierungen der Randlement-Methode sind ähnlich. Für die Auswahl des Verfahrens ist es jedoch wichtig, einige Zusammenhänge zu klären.

Bei der direkten BE-Formulierung sind die physikalischen Größen Luftschallwechseldruck oder Luftschallschnelle auf der Randschicht die primären Unbekannten. Bei der indirekten BEM sind es stattdessen Einfach- und Doppelschichtpotenzial. Der Unterschied des Schalldruckes zwischen Ober- und Unterseite der Randschicht bezeichnet das Doppelschichtpotenzial und der Sprung in dessen Normalableitungen das Einfachschichtpotenzial [34], [49], [156]. Bei der DBEM wird von einer geschlossenen Randschicht ausgegangen, bei der die Primärgrößen nur an einer Seite vorliegen. Daher muss zwischen der Lösung eines Innen- bzw. eines Außenraumproblems unterschieden werden. Die IBEM berücksichtigt hingegen entsprechend der Formulierung über die Potenziale, die sich aus den Größen der Vorder- und Rückseite zusammensetzen, beide Seiten – damit können also Innen- und Außenseite gleichzeitig berechnet werden. Als Randbedingungen werden üblicherweise Schnellen vorgegeben. Sie müssen entsprechend den primären Unbekannten für die DBEM auf einer und für die IBEM auf beiden Seiten vorgegeben werden. Die IBEM ist zwar aufwendiger formuliert als die DBEM, sie wird allerdings häufiger angewendet, weil im Gegensatz zur DBEM auch BE-Netze mit Öffnungen und Verzweigungen berechenbar sind [78]. Dann werden zusätzliche Randbedingungen benötigt, die bei Öffnungen Drucksprünge verhindern. Beim Aufeinandertreffen von drei oder mehr Flächen müssen Knoten dupliziert und Kompatibilitätsbedingungen definiert werden [49]. Diese Schritte werden bei kommerziellen Programmen allerdings automatisch vorgenommen [78].

Bei der Fast Multipole BEM wird im Gegensatz zur klassischen BEM ein iterativer Solver eingesetzt, der den Lösungsprozess signifikant beschleunigt. Wie in Kapitel 1.2 beschrieben, werden die Lösungen von der Fundamentallösung abgeleitet, allerdings werden sie für weit entfernte Knoten des Akustikmodells approximiert. Darin liegt der wesentliche Unterschied zwischen der klassischen Methode und der FMBEM [44], [140]. Bei jeder berechneten Frequenz wird das Berechnungsgebiet in acht Würfel unterteilt, die dann wiederum so lange weiter unterteilt werden, bis die Kantenlänge der Würfel der höchsten Ebene kleiner sind als ein Viertel der Luftschall-Wellenlänge. Stark vereinfacht ausgedrückt werden dann die Lösungen dieser kleinsten Würfel mit der klassischen BEM berechnet, und für Interaktionen zwischen weit entfernten Gebieten werden die Lösungen für den Fall approximiert [30], dass es sich nicht um zu nahe benachbarte Würfel handelt – ansonsten wird ebenfalls „klassisch“ gerechnet. Mit zunehmender Frequenz und dadurch sinkender Wellenlänge steigen daher die Vorteile der Methode durch die sinkende Anzahl der Knoten einer Zelle und die steigende Anzahl ausreichend weit entfernter Nachbarn. Die Zahl der Freiheitsgrade geht bei der FMBEM nur quasi-linear in die Rechenzeit ein, sodass sehr große Modelle praktisch rechenbar werden [44], [70], [140]. Für die Modellierung gibt es ausgehend von der IBEM zwar keine weiteren Arbeitsschritte zu beachten, allerdings wird der Frequenzbereich durch Bedingungen eingeschränkt [70]:

- Zu kleine Frequenzen bezogen auf das Lösungsgebiet führen dazu, dass die Unterteilung des Gebietes schnell abgebrochen wird. Dann sind so viele kleinste Würfel benachbart, dass sich keine Vorteile gegenüber der klassischen Lösung mehr ergeben.
- Zu kleine Frequenzen bezogen auf die durchschnittliche Elementkantenlänge (EKL) der Randelemente führen dazu, dass zu viele Elemente in einem Würfel vorliegen. In diesem Fall müssen zu viele klassische Lösungen erzeugt werden, und das Problem ist zu groß.
- Zu hohe Frequenzen führen bei der BEM generell zu ungenauen Lösungen.

Daher wird bei jeder FMBEM-Rechnung in der Logdatei ein optimaler Frequenzbereich angegeben. Für darunter liegende Frequenzen ist die Berechnung nicht effizient und darüber hinaus werden die Lösungen ungenau. Für die hier berechneten relativ kompakten Getriebegehäuse wird hauptsächlich das Kriterium verletzt, das die minimale Frequenz vorschreibt – allerdings nur durch wenige Eigenfrequenzen. Dadurch wird die Ergebnisqualität nicht beeinträchtigt, nur die Rechenzeiten bei diesen Frequenzen werden entspre-

chend verlängert. Die Vorteile bei den Rechenzeiten im Vergleich zur IBEM ergeben sich mit der FMBEM bei großen Modellen – die Grenze wird in [140] mit circa 10000 Knoten angegeben, was Untersuchungen an Getriebegehäusen in [45] und [158] bestätigen.

Die BEM wird bevorzugt für die Lösung von Abstrahlproblemen eingesetzt [49]. Ein Nachteil der BEM ist allerdings, dass Lösungen von Abstrahlproblemen bei bestimmten Frequenzen durch fiktive Resonanzen „verschmutzt“ sind [20], [49], [68]. Dadurch nimmt bei diesen Frequenzen die Qualität der Ergebnisse stark ab, und es treten nicht lösbar Gleichungssysteme mit schlecht konditionierten Matrizen auf – im Ergebnis führt das in der Regel zu hohen Drücken [49] und unrealistischen Druckverteilungen, was am Beispiel des OPG auch in [45] gezeigt wird. Bei höheren Frequenzen nimmt die Anzahl der Problemfrequenzen zu [20]. Fiktive Resonanzfrequenzen treten sowohl bei der IBEM als auch bei der DBEM in ähnlicher jedoch nicht gleicher Weise auf [20], [49].

Um das Problem einzuschränken, werden für die DBEM „Overdetermination Points“ (auch CHIEF Points) nach Schenck eingesetzt [124]. Herrin et al. verwenden für einen Motorblock 100 dieser Punkte – generell sollte deren Anzahl mit zunehmender Frequenz steigen [49]. Die Verteilung der Punkte wird Solver-intern durchgeführt. Die Methode ist nicht aufwendig und kostet sehr wenig Rechenzeit, sie funktioniert bei sehr hohen Frequenzen allerdings nicht mehr. Das wird durch den Ansatz nach Burton und Miller [18] verhindert – jedoch wird die Gleichungsanzahl gleichzeitig verdoppelt.

Für die IBEM existieren ebenfalls einfach anwendbare, jedoch aufwendigere Lösungen. Es können Elemente im Inneren einer Struktur mit entsprechenden Impedanzbedingungen definiert werden. Um die auftretenden Resonanzen zu dämpfen, können alternativ die Impedanz-Randbedingungen auch an der Innenseite der Randschicht definiert werden [49]. Die Impedanz wird gewöhnlich so definiert, dass sie möglichst viele Luftschallwellen absorbiert. Das ist nach [78] der Fall, wenn sie durch das Produkt aus Luftdichte und Schallgeschwindigkeit definiert ist. D’Amico et al. beweisen in [21], dass die Definition einer negativen Impedanz mit diesem Betrag bei der IBEM mathematisch dem Ansatz von Burton und Miller bei der DBEM entspricht. Damit wird das Problem ebenfalls für den kompletten Frequenzbereich und mit entsprechendem Rechenaufwand gelöst.

Wie beschrieben basiert die FMBEM auf der IBEM. Infolgedessen treten die Probleme dort auch auf. Die Auswirkungen unterscheiden sich allerdings aufgrund des iterativen Solvers, bei dem die Ergebnisqualität von der einge-

stellten Fehlertoleranz und der Anzahl an Iterationen abhängt [78]. Durch Aufbringung der Impedanz an nur circa 30 % gleichmäßig verteilter Elemente kann die Rechenzeit sogar verkürzt werden, weil das Problem zwar größer wird, der Solver allerdings schneller zu einer Lösung kommt [20]. Beim klassischen, direkten Solver verlängert sich die Rechenzeit mit zunehmender Anzahl an Randbedingungen zwangsweise [20].

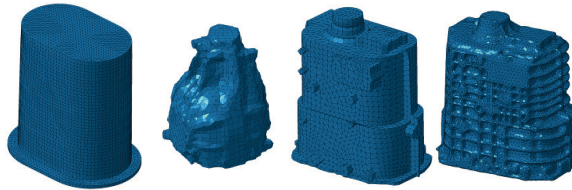
Zusammenfassend sind bei Verwendung der BEM also Lösungsprobleme zu beachten, die umgangen werden können, allerdings teilweise rechenintensiv sind. In dieser Arbeit wird den Lösungsproblemen bei der DBEM durch jeweils 100 Overdetermination Points im Inneren des Randschichtmodells begegnet. Bei der IBEM und der FMBEM werden ungeachtet der Lösungszeiten klassische Impedanz-Randbedingungen an der Innenseite aller Elemente verwendet. Die Rechenzeiten werden in Kapitel 4.7 aufgegriffen und sind zunächst zweitrangig.

Die BE-Netze, die für die Untersuchungen eingesetzt werden, sollen für verschiedene Verfahren gleich aufgebaut sein, sodass die Ergebnisse miteinander verglichen werden können. Weil der kommerzielle DBEM-Solver geschlossene Netze voraussetzt, werden deshalb auch für die IBEM Netze ohne Öffnungen verwendet. An den Stellen, an denen die Struktur offen ist, liegen keine Körperschall-Schnellen vor. Damit sind diese Bereiche des BE-Modells schallhart. Ein Schallaustritt aus den Öffnungen der Netze wird in der Simulation damit ausgeschlossen. Wie in Kapitel 4.1 beschrieben werden beim OPG und beim DC-HAG durch Schaumstoffunterlage und Innenraumdämpfung Schallaustritte unterbunden. Für das ZF-G werden solche Maßnahmen allerdings nicht getroffen, sodass an dieser Stelle ein systematischer Fehler vorliegt, der später noch genauer untersucht wird. Wie beschrieben wird er durch die Auswertung der Luftschalldrücke direkt an der Struktur-Oberfläche und durch die geringe Anzahl an Öffnungen stark eingeschränkt.

Weil geschlossene Netze gewählt werden, können aus den IBEM- leicht DBEM-Modelle abgeleitet werden. Dafür ist lediglich die Methode umzustellen, und die Absorption der IBEM muss durch die Definition von Overdetermination Points ersetzt werden. Für die FMBEM muss ausgehend von der IBEM ein anderer Solver ausgewählt werden – ansonsten ist kein Aufwand nötig.

Die für die Berechnungen eingesetzten Netze zeigt Tabelle 4-4. Die Modelle basieren auf denen von Graf [42], allerdings werden wie angesprochen die Öffnungen verschlossen. Graf leitet die Modelle ähnlich wie in Kapitel 2.2

beschrieben her. Mit der verwendeten BEM-Software [78] können Netze auch unter Verwendung automatisierter Preprozessor-Funktionalitäten zur Vereinfachung von Geometriedetails und der anschließenden Erzeugung einer Umhüllenden der Struktur erstellt werden. Dadurch entstehen mit deutlich geringerem Zeitaufwand BE-Netze, und der Aufwand durch manuelle Nachbesserungen ist relativ gering. In [45] werden die Netze aus Tabelle 4-4 mit den weitgehend automatisiert erzeugten Netzen verglichen. Die Ergebnisse der Simulationen sind dabei nahezu identisch. Hier werden die Netze von Graf verwendet, weil so die Ergebnisse besser vergleichbar werden.



Kurzzeichen	OPG	DC-HAG	ZF-G	ZF-G_rib
Elemente	11048	5125	2974	28697
Knoten	5526	2564	2966	14351
Mittlere EKL	12 mm	10 mm	16 mm	8 mm
EL./ WL bei $f_{\max}$	11	5	6	11

**Tabelle 4-4 BE-Modelle**

Die BE-Modelle von OPG und DC-HAG berücksichtigen alle Geometriedetails. Beim ZF-G ohne Verrippung bleiben fast alle Details unberücksichtigt, weil so sehr wenige Ergebnis-Ausreißer mit dem nicht kommerziellen BEM-Solver auftreten [42]. Die verrippte Variante des ZF-G ist sehr schwierig zu erzeugen. Die Außenhaut des FE-Modells ist für die Verwendung als Akustikmodell zu feinmaschig. Gängige Akustik-Preprozessoren und automatische Vernetzer scheitern an der Vergrößerung der sehr stark verrippten Strukturoberfläche. So ist letztendlich der Einsatz von Einzelfunktionen verschiedener Preprozessoren und viel Handarbeit notwendig, um ein BE-Netz zu generieren, das zum einen alle Rippen und zum anderen nicht zu viele Elemente enthält.

Zu grobe Netze ergeben ungenaue Ergebnisse und zu feine Netze steigern die Rechenzeiten stark. Die Elementkantenlängen werden generell so gewählt, dass die kleinste Schallwellenlänge in der Berechnung noch mit circa sechs Elementen abgebildet ist [49]. Beim DC-HAG wird dieser Wert für die

höchsten Frequenzen unterschritten (Tabelle 4-4). Die Ergebnisse von Graf zeigen allerdings, dass mit dem Modell sehr gute Ergebnisse erzielt werden können [42], und Harlacher weist nach, dass eine feinere Elementierung des Gehäuses keinen signifikanten Einfluss auf die Ergebnisse hat [45]. Das genannte Frequenz-Kriterium ist also lediglich als Anhaltswert zu sehen. Nach [49] spielen Geometrie, Randbedingungen, gewünschte Qualität der Ergebnisse, Integration und Solver ebenfalls eine wichtige Rolle bei der Wahl der Elementkantenlänge.

	OPG	DC-HAG	ZF-G	ZF-G_rib
FMBEM	871 - 5833 Hz	1194 - 6364 Hz	806 - 4462 Hz	807 - 8670 Hz
Sim.-Bereich	393 - 2682 Hz	738 - 6945 Hz	315 - 3944 Hz	315 - 3944 Hz
kleiner Min.	6 EF	1 EF	3 EF	3 EF
größer Max.	-	10 EF	-	-

**Tabelle 4-5 Optimale Frequenzbereiche des FMBEM-Solvers für die Modelle**

Tabelle 4-5 stellt die für den FMBEM-Solver optimalen Frequenzbereiche der Modelle den Simulations-Bereichen gegenüber, in denen die Schallabstrahlung berechnet wird. Wie bereits erwähnt wird die untere Frequenzschwelle von einigen niedrigen Eigenfrequenzen unterschritten. Der negative Einfluss auf die Rechenzeiten wird hier in Kauf genommen. Nur beim DC-HAG wird gegen das wichtigere Kriterium des maximalen Frequenzbereiches verstoßen. In [45] wird allerdings festgestellt, dass die Ergebnisqualität bei dem Gehäuse nicht geringer als bei der Verwendung eines feinmaschigeren Netzes mit größerem optimalem Frequenzbereich ist.

Die an der Außenhaut der FE-Modelle vorliegenden Schnellen aus Kapitel 4.2 werden vom Programm automatisch auf die größeren BE-Modelle interpoliert. Aus den BE-Netzen werden mit einer Abstands-Funktion einer anderen Software [1] Feldpunkte-Netze erzeugt. Ohne zumindest einen kleinen Abstand zwischen den Netzen kommt es zu Fehlern in der Nachlaufrechnung, bei der ausgehend vom BE-Netz die Ergebnisse am Feldpunkte-Netz erzeugt werden. Über Knotenzuordnungen der Felpunkte mit den Messpunkten werden die simulierten Ergebnisse ausgelesen, die mit Messungen verglichen werden sollen.

Abschließend wird darauf hingewiesen, dass alle BEM-Verfahren vorab für das analytisch nachvollziehbare Beispiel des Kugelstrahlers 0. Ordnung



erprobt wurden. Aufgrund der sehr guten Übereinstimmungen können so grundlegende Fehler in der Vorgehensweise ausgeschlossen werden.

## 4.5 Akustische Finite Elemente für Abstrahlprobleme

Neben der BEM wird auch die FEM zur Luftschall-Simulation (Abb. 4-1) der Getriebegehäuse aus Tabelle 4-1 eingesetzt. FE-Modelle werden basierend auf den geschlossenen BE-Modellen aus Tabelle 4-4 erzeugt. Hier sollen der Ablauf der Luftschall-Simulation mit Akustischen Finiten Elementen und die Besonderheiten bei der Anwendung der Methode angesprochen werden.

Im Gegensatz zur BEM, bei der das Schallfeld basierend auf den Lösungen am Rand simuliert wird, werden bei der FEM die Kenngrößen des Fluides direkt berechnet. Die „schwache“ Form der Helmholtz-Gleichung lässt sich mit der FEM auf eine Bewegungsgleichung zurückführen, die formal dem Mechanik-Differenzialgleichungssystem entspricht [49]. Zur Lösung können somit die weit entwickelten FE-Solver eingesetzt werden. Für Innenraumprobleme kann durch eine Modaltransformation bei vielen zu berechnenden Frequenzen erheblich Zeit eingespart werden. Zudem ist die Auslegung von Absorptionselementen bei bekannten Moden möglich. Die Übertragung der Struktur-Schnellen in die Akustiksimulation ist bei Verwendung der FEM für Körper- und Luftschall sehr einfach. Problematisch sind hingegen große Modelle bei hohen Frequenzen – die Notwendigkeit der Vernetzung des gesamten Luftraumes wirkt sich nachteilig auf die Rechenzeiten aus. Obwohl die Knotenanzahl nur quadratisch in die Rechenzeiten eingeht, dauert der Lösungsprozess dann länger als bei der BEM. Vorteilhaft ist, dass die kritischen Frequenzen der Randelement-Methode mit der FEM nicht auftreten [68].

Für äußere Abstrahlprobleme muss der Außenraum zumindest teilweise vernetzt werden. Ohne die Definition weiterer Bedingungen werden die Luftschallwellen am äußeren Rand des FE-Netzes reflektiert. Es gibt aber verschiedene Möglichkeiten, diese Reflexionen zu verhindern (Kapitel 1.2). In dieser Arbeit werden Bayliss-Turkel-RBC-Elemente (Radiation Boundary Condition) dafür eingesetzt [9], [10], [56]. Dabei wird eine Folge von nicht reflektierenden Randbedingungen in [10] aus asymptotischen Entwicklungen der Helmholtz-Gleichung und der Sommerfeld-Bedingung für große Entfernungen gewonnen [37]. Diese speziellen zweidimensionalen Elemente werden auf der äußeren Schicht des FE-Netzes aufgebracht und besitzen dessen Knoten (Abb. 4-5). Sie simulieren einen unendlich ausgedehnten Raum und müssen entsprechend der Definition ihres Koordinatensystems kugelförmig

angeordnet sein. Als grober Richtwert für den Abstand zwischen der Schallquelle und den RBC-Elementen, der mit Akustischen Finiten Elementen vernetzt werden muss, kann eine Wellenlänge verwendet werden [56]. Darüber hinaus müssen keine weiteren Randbedingungen mehr definiert werden. Modale Lösungen sind bei Verwendung der RBC-Elemente ausgeschlossen. Die Elemente werden durch Kuhn [72] am Beispiel eines Kugelstrahlers 0. Ordnung und durch Baier [6] zusätzlich für Getriebegehäuse getestet und den sogenannten Engquist-Madja-RBC-Elementen gegenübergestellt, die kastenförmig angeordnet werden können. Die Ergebnisse zeigen, dass mit den sphärisch angeordneten Bayliss-Turkel-Elementen sehr gute Ergebnisse erzielt und Reflexionen unterbunden werden. Bei der Verwendung eckiger Luftschnittflächen sind Reflexionen in den Ecken generell problematisch.

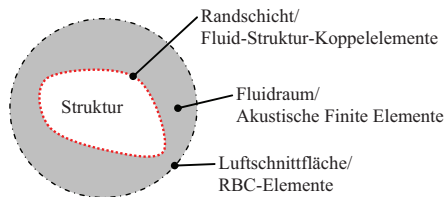


Abb. 4-5 Aufbau der FE-Netze zur Akustiksimulation

Abb. 4-5 zeigt den gesamten Modellaufbau. Die Randschicht des FE-Netzes wird mit Fluid-Struktur-Koppelementen abgebildet und besitzt die Knoten des Fluid-Netzes, das den Außenraum bis zur kugelförmigen Luftschnittfläche abdeckt und mit den RBC-Elementen am äußeren Rand der Luftschnittfläche endet.

Abb. 4-6 beschreibt den gesamten Ablauf der Akustiksimulation inklusive Vorverarbeitung. Zunächst wird aus dem Randschichtmodell (BE-Modelle aus Tabelle 4-4) und der Luftschnittfläche ein Fluid-Volumennetz erzeugt, dessen äußere Ränder den eingegebenen Netzen entsprechen. Aus dem Fluidnetz werden nach der Umbenennung seiner Knoten wieder Schalennetze an diesen Rändern abgeleitet, die die Knoten des Fluidnetzes teilen. Für die Knoten des inneren Schalennetzes werden die Schnellen der Struktur in der Response Analyse berechnet. Das ist erst möglich, nachdem den Knoten des Fluidnetzes Knoten aus dem Strukturnetz zugewiesen wurden. Für die Körperschall-Berechnung werden entsprechend Kapitel 4.2 die dort hergeleiteten Kraft-Korrekturfaktoren und upgedatete Strukturmodelle verwendet. Die Schnellen an den Knoten des inneren Schalennetzes können nicht komfortabel als Eingangsgröße verwendet werden. Daher werden Punktmassen an

den Knoten platziert, an denen Kräfte angreifen. Die Punktmassen werden zu Schwingungen angeregt, die den Schnellen entsprechen. Die Umrechnung durch das zweite Newton'sche Gesetz und die Ausgabe im FE-Solver-Format erfolgt über eine programmierte Schnittstelle [72].

Nachdem Knoten und Elemente ebenfalls im Solver-Format vorliegen, werden die Strukturelemente aus dem Preprozessor zu Fluid-Struktur-, Fluid-, und RBC-Elementen umdeklariert. Die einzelnen Dateien mit Netzen und Material-Definitionen werden bei der Akustiksimulation entsprechend Abb. 4-6 aufgerufen.

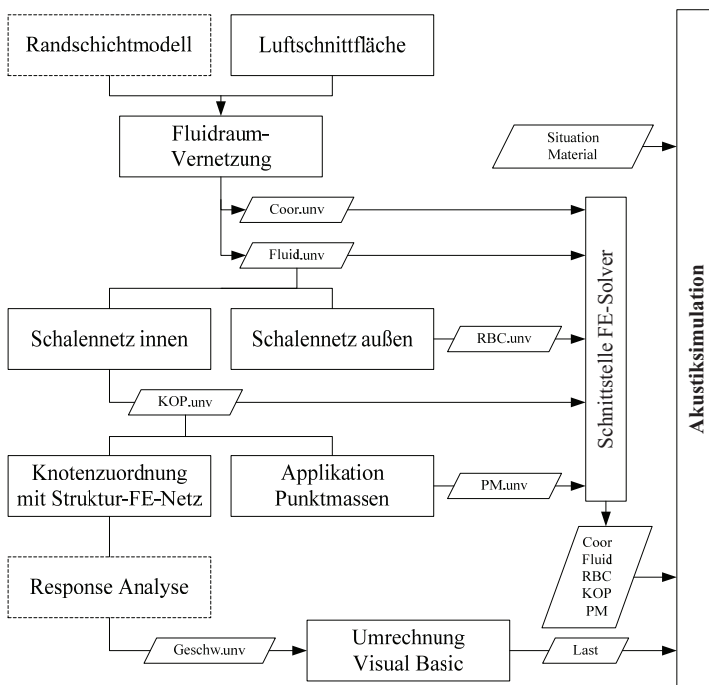


Abb. 4-6 Ablauf der Akustiksimulation mit FEM inklusive Vorverarbeitung

Aus dem Akustik-Modellaufbau wird deutlich, dass die verwendeten Netze, die in dieser Arbeit auch Basis für die Schalenmodelle der Struktur-Fluid-Kopplung und der RBC-Elemente sind, für die FE-Simulation von essentieller Bedeutung sind. Sie besitzen wesentlich mehr Parameter als BE-Netze, was im Folgenden erläutert wird:

- Elementtyp

Bei der Akustiksimulation ist das Ergebnis kaum vom Elementtyp abhängig. Mit linearen Hexaeder-Elementen können ähnlich gute Ergebnisse erzielt werden wie mit Tetraeder-Elementen, bei denen volumenbezogen wesentlich mehr Freiheitsgrade berücksichtigt werden [49]. Deshalb besitzen übliche Preprozessoren immer häufiger spezielle Akustik-Vernetzungs-Algorithmen, die nicht die meistens eingesetzten Tetraeder-Elemente verwenden, sondern hauptsächlich mit Hexaedern vernetzen. Beim stark verrippten ZF-G scheitern die Algorithmen verschiedener Software-Pakete allerdings an der detailgetreuen Darstellung der Rippen. Das Volumen wird zwar vernetzt, die verwendeten Elemente sind aber entweder zu stark verzerrt oder runden die Rippen zu stark ab. Weil die Frage der Notwendigkeit der Detailtreue in den Untersuchungen eine wichtige Rolle spielt und größere manuelle Nacharbeiten nicht in Kauf genommen werden sollen, wird ein herkömmlicher Tetraeder-Vernetzer verwendet, um die Fluide zu elementieren. Nach Vorgabe der begrenzenden Schalennetze wird damit problemlos das Volumen zwischen den Netzen mit Volumenelementen gefüllt. Die Tetraeder-Netze führen wegen der größeren Anzahl an Freiheitsgraden zu erhöhten Rechenzeiten, die im Rahmen der Untersuchungen in Kauf genommen werden.

- Basis-Oberflächen-Netze

Die geschlossenen BE-Netze aus Tabelle 4-4 werden als Struktur-Oberflächen-Netze verwendet. Damit ist der Ergebnis-Vergleich in dieser Hinsicht für die verschiedenen Verfahren durchgängig. Bei dem hier gewählten Vorgehen sind die Oberflächennetze von Bedeutung. Zum Einen sind sie Ausgangspunkt des Volumennetzes, und zum Anderen haben Untersuchungen ergeben, dass die Anzahl der Struktur-Fluid-Koppelemente entscheidenden Einfluss auf die Rechenzeiten hat. Wegen der Grenzen im Hinblick auf Rechenzeit bis hin zur Rechenbarkeit des Modells muss die erwähnte aufwendige Erzeugung des detailgetreuen, aber nicht zu feinen, gleichmäßigen Netzes beim ZF-G\_rib in Kauf genommen werden. Ebenso wie bei der BEM werden somit Öffnungen vernachlässigt und verhalten sich in der Simulation als schallharte Wände.

- Luftschnittflächen-Netz

Durchmesser und Elementkantenlänge der kugelförmigen Schalennetze, die den diskretisierten Fluidraum nach außen hin begrenzen, können variiert werden. Die Untersuchungen von Kuhn am Kugelstrahler 0. Ordnung in [72] zeigen, dass die Ergebnisse relativ unempfindlich gegenüber einer maßvollen Veränderung des empfohlenen Abstandes von einer Wellenlänge [56] sind.

Für die Getriebegehäuse hat sich ein Radius von 40 cm als geeigneter Kompromiss herausgestellt. Vernetzungen mit einem Radius von 60 cm führen zu längeren Rechenzeiten und verändern die Ergebnisse an der Oberfläche nur unwesentlich. Ein um 10 cm kleinerer Radius führt hingegen schnell zu merklich schlechteren Ergebnissen.

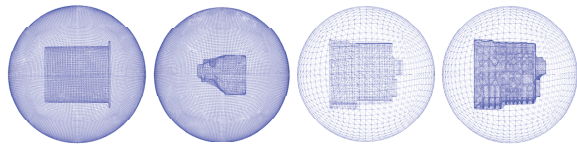
Zwangsläufig entstehen bei kugelförmigen Umrandungen kastenförmiger Gehäuse unterschiedliche Abstände zwischen Schallquelle und RBC-Elementen. Eine Abweichung von der Kugelform hin zu einer kastenförmigen Umrandung widerspricht der Definition der RBC-Elemente und führt zu ungenauen Ergebnissen, wie durch Baier in [6] am Beispiel eines Kugelstrahlers 0. Ordnung gezeigt wird. Rechnungen am ZF-G legen offen, dass die Ergebnisse vor allem bei niedrigen Frequenzen deutlich stärker von den Messungen abweichen. Auch die zulässige Form des Luftraumes als Zylindern mit Halbkugeln an den Stirnflächen ist bei den Gehäusen nicht vorteilhafter.

- Gleichmäßigkeit der Elementgrößen im Fluid

Herrin et al. [49] beschreiben als Vorteil der FEM gegenüber der BEM die Möglichkeit, Netze am Bauteilrand feiner zu gestalten als im umliegenden Fluid. Nach [83] sollte sich die Kantenlänge der Elemente im gesamten Netz möglichst wenig ändern, um Diskretisierungsfehlern vorzubeugen. Bei vergleichbaren Anwendungen werden meist regelmäßige FE-Netze verwendet [80], [140]. Die Basis-Netze der Getriebegehäuse sind sehr fein. Eine gleichmäßige Elementkantenlänge würde daher zu sehr großen Modellen führen. Das äußere Schalennetz wird aus diesem Grund gröber vernetzt, sodass die Elementkantenlänge im Volumen mit wachsendem Radius zunimmt. Untersuchungen beim OPG mit einem üblichen Vernetzungsradius von 40 cm zeigen, dass eine Vergrößerung der Netze um den Faktor vier von innen nach außen die Ergebnisse an der auszuwertenden Oberfläche nicht verschlechtern. Gegenüber einem regelmäßigen Netz mit gleichen begrenzenden Schalennetzen treten ebenfalls keine nennenswerten Ergebnisveränderungen auf.

- Elementkantenlänge

Die mittlere Elementkantenlänge ergibt sich bei dem Vorgehen in dieser Arbeit aus den vorgegebenen Schalennetzen. Innen werden die BE-Netze aus Tabelle 4-4 verwendet. Die Elementanzahl pro Wellenlänge entspricht an der Oberfläche derjenigen der BEM. Nach außen hin werden die Netze gröber und dieser Kennwert entsprechend kleiner.



Kurzzeichen	OPG	DC-HAG	ZF-G	ZF-G_rib
Elemente	577 932	524 885	95 704	247 494
Knoten	111 637	101 355	18 522	49 851
Mittlere EKL	15 mm	15 mm	26 mm	14 mm
Elemente Oberfläche	11048	5125	2974	28697
Mittlere EKL Oberfläche	12 mm	10 mm	16 mm	8 mm
Mittlere EKL Luftschnitt	10 mm	10 mm	40 mm	40 mm
Kugelradius	40 cm			

Tabelle 4-6 FE-Akustik-Modelle

Tabelle 4-6 zeigt als Ergebnis der Untersuchungen zu den Einflussparametern die Akustiknetze für die FE-Berechnung. Die Außendurchmesser der virtuellen Luftschnittflächen werden für alle Gehäuse gleich groß gewählt und sind durch Untersuchungen am OPG abgesichert.

Die Außenflächen der Netze von OPG und DC-HAG sind mit 10 mm Elementkantenlänge deutlich feiner als nötig aufgeteilt. Wie oben erwähnt, sind die Ergebnisse an der Strukturoberfläche bei einem Außennetz mit einer Elementkantenlänge von 40 mm vergleichbar gut. Wegen der wenigen Koppel-elemente zwischen Struktur und Fluid bei diesen Objekten werden so die Reserven bei der Rechenleistung ausgenutzt. Die beiden Außennetze des ZF-G werden mit 40 mm hingegen gröber gewählt, weil die verrippte Variante des Gehäuses wegen der fast 29000 Koppel-Elemente sehr rechenintensiv ist und der Ergebnisvergleich mit der nicht verrippten Variante nicht durch eine weitere Parameteränderung beeinträchtigt werden soll. Auch hier wird zur Sicherheit eine weitere Variante mit größerem Durchmesser und feinerer Elementierung gerechnet. Lediglich in der Druckverteilung verbessern sich dabei die Ergebnisse bei einigen Frequenzen über 3,2 kHz geringfügig.

Damit liegen nun auch alle Akustikmodelle für die Berechnung mit der FEM vor. Die Parameter der Modelle sind umfangreich getestet, so dass im Fol-

genden ein Ergebnisvergleich verschiedener Methoden und Modelle gesichert möglich ist.

#### 4.6 Gegenüberstellung der Luftschall-Ergebnisse

In diesem Unterkapitel wird der Abgleich simulierter und gemessener Luftschalldrücke (Abb. 4-1) dokumentiert, bevor im darauffolgenden Kapitel 4.7 schließlich auf einige Details eingegangen wird.

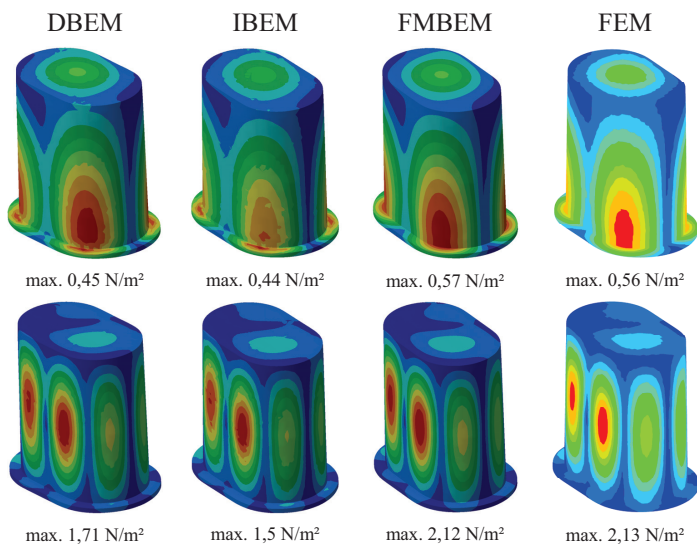


Abb. 4-7 Schalldrücke bei der 2./ 7. Eigenfrequenz des OPG (419/ 890 Hz)

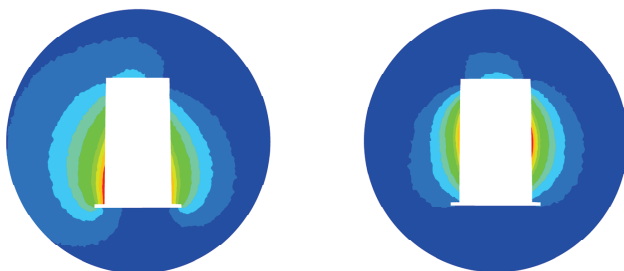


Abb. 4-8 Schalldrücke der FEM bei der 2. und 7. Eigenfrequenz des OPG

Für die drei Getriebegehäuse liegen für jeweils 40 Eigenfrequenzen Luftschall-Ergebnisse der IBEM, FMBEM, DBEM und der FEM für jeweils vier Anregungspunkte vor. Zudem sind die ASOURA-Ergebnisse aus [42] ebenfalls entsprechend aufbereitet. Abb. 4-7 zeigt beispielhaft die hier berechneten Schalldrücke des OPGs bei der 2. und 7. Eigenfrequenz. Die BEM-Ergebnisse werden auf dem Feldpunktenetz und die FEM-Ergebnisse auf dem inneren Rand des FEM-Netzes dargestellt. Die Druckverteilungen sehen sehr ähnlich aus. Die Maximalwerte der Skalen unterscheiden sich allerdings, und bei den klassischen BEM-Verfahren verlaufen die Drücke sprunghafter als bei der FMBEM und der FEM. In Abb. 4-8 werden ergänzend die Schalldrücke auf einem Schnitt durch das FEM-Netz gezeigt. Es ist gut erkennbar, dass die RBC-Elemente die ungehinderte Schallausbreitung zulassen und keine Reflexionen an den äußeren Rändern des Luftraumes entstehen.

Die umfangreichen Ergebnisse werden vor der Auswertung stark reduziert. Die durchschnittlichen und maximalen Schalldrücke der Simulation an den Stellen der Messnetze werden für alle Eigenfrequenzen ermittelt und den entsprechenden Messwerten aus Kapitel 4.1 gegenübergestellt. Aus den jeweils 40 Werten für die Abweichungen werden schließlich Mittelwerte (MW), Streubreiten (Max-Min) und Standardabweichungen (STABW) gebildet.

Neben Mittel- und Maximalwerten werden auch die Verteilungen der Schalldrücke durch die in der Strukturmechanik verwendeten Korrelationskoeffizienten ausgewertet. Gemessene und geometrisch zugeordnete simulierte Schalldrücke werden für jede ausgewertete Frequenz in Vektoren geschrieben. Die Schalldruckvektoren aus der Simulation werden im Mittel dem Niveau der Vektoren aus der Messung angepasst, weil sonst Mittelwertabweichungen die Kennwerte der Verteilung beeinflussen. Diese Problematik besteht bei den Geschwindigkeitsverteilungen aus Kapitel 4.3 nicht, weil sich die Mittelwerte durch den Einsatz der Korrekturfaktoren nicht unterscheiden. Nach dieser Aufbereitung werden die „p-MAC“-Werte gebildet (Gl. 4-2), die zwischen dem Wert Eins für vollkommen gleiche und dem Wert Null für nicht übereinstimmende Verteilungen liegen. Auch die p-MAC-Werte werden für jedes Bauteil durch Mittelwertbildung zusammengefasst.

$$p - MAC(\{p_{TEST}\}, \{p_{SIM}\}) = \frac{|\{p_{TEST}\}^T \{p_{SIM}\}|^2}{(\{p_{TEST}\}^T \{p_{TEST}\})(\{p_{SIM}\}^T \{p_{SIM}\})} \quad \text{Gl. 4-2}$$



Alle Auswertungen eines Modells werden zur besseren Überschaubarkeit für lediglich einen der vier Anregungspunkte durchgeführt. Die Untersuchungen von Graf [42] und Harlacher [45] belegen, dass diese Reduzierung zulässig ist, weil die Kennwerte verschiedener Anregungspunkte nur sehr wenig streuen.

OPG	Mittelwert-Abweichung [dB]			Maximalwert-Abweichung [dB]			P-MAC
	MW	Stabw	Max-Min	MW	Stabw	Max-Min	
IBEM	-2,92	0,54	2,83	-2,88	1,15	5,68	0,89
FMBEM	-0,19	0,53	2,59	-0,25	1,19	5,90	0,90
DBEM	-2,24	0,50	2,43	-2,16	1,14	5,58	0,90
FEM	-0,25	0,49	2,33	-0,27	1,16	5,62	0,90
ASOURA	-0,75	0,70	2,66	-1,01	1,15	6,13	0,89

DC-HAG	Mittelwert-Abweichung [dB]			Maximalwert-Abweichung [dB]			P-MAC
	MW	Stabw	Max-Min	MW	Stabw	Max-Min	
IBEM	-3,75	0,64	2,85	-4,04	1,61	7,94	0,83
FMBEM	-1,02	0,70	3,32	-1,14	1,33	5,53	0,85
DBEM	-2,94	0,70	3,19	-3,28	1,32	5,74	0,84
FEM	-0,50	0,92	4,27	-0,77	1,55	6,50	0,83
ASOURA	-0,63	1,20	7,30	-1,42	1,78	9,21	0,81

ZF-G	Mittelwert-Abweichung [dB]			Maximalwert-Abweichung [dB]			P-MAC
	MW	Stabw	Max-Min	MW	Stabw	Max-Min	
IBEM	-8,51	2,46	8,66	-5,08	5,03	20,83	0,72
FMBEM	-4,94	2,51	8,80	-3,86	3,87	15,47	0,74
DBEM	-7,73	2,54	8,97	-5,46	4,55	18,66	0,74
FEM	-5,05	2,45	9,18	-3,96	3,80	16,12	0,74
ASOURA	-3,68	3,01	12,11	-3,29	3,53	14,92	0,71

ZF-G_rib	Mittelwert-Abweichung [dB]			Maximalwert-Abweichung [dB]			P-MAC
	MW	Stabw	Max-Min	MW	Stabw	Max-Min	
IBEM	-6,87	2,27	9,00	-5,87	3,69	14,86	0,76
FMBEM	-4,73	2,30	8,95	-3,89	3,65	13,97	0,76
DBEM	-6,42	2,35	9,05	-5,56	3,77	15,94	0,76
FEM	-4,06	2,03	8,23	-3,62	3,39	14,01	0,75

Tabelle 4-7 Luftschall-Kennwerte Messungsvergleich für jeweils 40 Eigenfrequenzen

Einen Überblick über die Ergebnisse aller Modelle gibt Tabelle 4-7. Jeder Wert setzt sich wie erläutert aus den Kennwerten bei 40 Eigenfrequenzen zusammen. Die Ergebnisse innerhalb eines Modells weichen nur wenig voneinander ab. Auffällig ist das starke Offset-Verhalten von IBEM und DBEM,

das an den Unterschieden der durchschnittlichen Mittelwert-Abweichungen erkennbar wird. Beim DC-HAG liegt der Wert mit -3,75 dB für die IBEM und -2,94 dB für die DBEM circa 2 dB von den übrigen Werten entfernt.

Um sicherzustellen, dass die Durchschnitts-Kennwerte repräsentativ sind, wird vor einer weiteren Auswertung ihre Zusammensetzung genauer betrachtet. Abb. 4-9 zeigt beispielhaft den Verlauf der mittleren Schalldrücke des DC-HAG. Die Kennwerte verschiedener Verfahren verlaufen ähnlich. Durchschnittswerte können deswegen zum Vergleich herangezogen werden. Die Schalldrücke aus den Simulationen sind generell niedriger als die der Messungen, was auch an den durchgehend negativen Mittelwerten aus Tabelle 4-7 erkennbar ist. Der Offset der klassischen BEM-Verfahren wird ebenfalls bestätigt. Die Mittelwerte verhalten sich für die übrigen Modelle entsprechend.

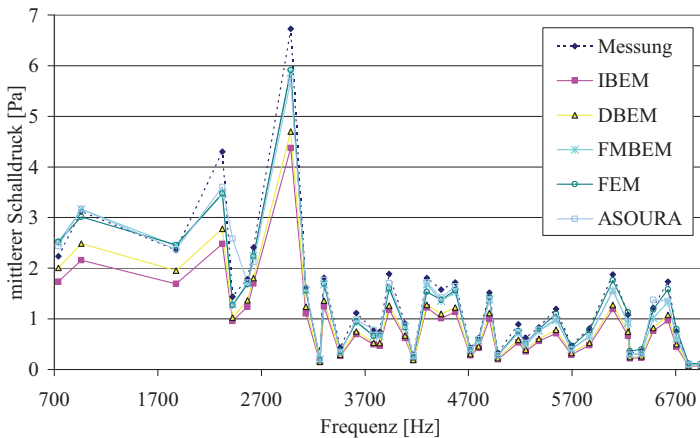


Abb. 4-9 Mittlere Schalldrücke bei den Eigenfrequenzen des DC-HAG

Die p-MAC-Werte aus Abb. 4-10 zeigen die vergleichsweise groß ausfallenden Unterschiede zwischen den Verfahren für das DC-HAG. Typische Ausreißer der ASOURA-Ergebnisse, die bereits Graf in [42] beschreibt, sind ebenso erkennbar wie das etwas schlechtere Abschneiden von IBEM und DBEM im niedrigen Frequenzbereich, in dem sehr hohe Schalldrücke auftreten.

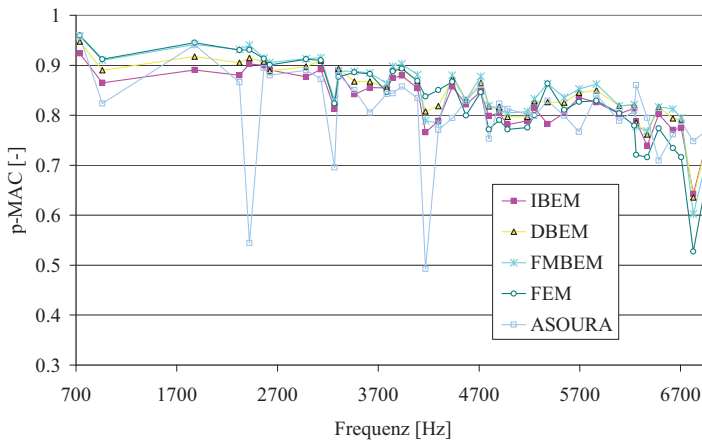


Abb. 4-10 p-MAC-Werte bei den Eigenfrequenzen des DC-HAG

In Kapitel 4.3 wird die Notwendigkeit der Auswertung in Abhängigkeit von den Amplituden erläutert. Abb. 4-11 zeigt daher die Abweichungen der Mittelwerte von den Messwerten in „Scatter-Plots“ für alle berechneten Modelle bei den Eigenfrequenzen. Wiederum sind das angesprochene Offset-Verhalten und die größeren Streuungen der Abweichungen bei „leisen“ Frequenzen erkennbar. Vergleichbar verhalten sich auch die p-MAC-Werte in Abb. 4-12.

Die wesentlichen Erkenntnisse aus den Untersuchungen sind damit:

- Ähnlichkeit

Die obigen Abbildungen machen deutlich, dass die Durchschnitts-Kennwerte aus Tabelle 4-7 repräsentativ für die Einzelkennwerte und deren Verläufe bei einem Bauteil für verschiedene Verfahren sehr ähnlich sind. Das bestätigen auch die Untersuchungen durch Herrin et al. an einer Ölwanne [49].

- Mittelwerte

Die simulierten Schalldrücke sind im Mittel leiser als die gemessenen Schalldrücke. Nur bei wenigen Eigenfrequenzen ist das nicht der Fall. Der kommerzielle IBEM- und DBEM-Solver weist ein Offset-Verhalten auf. Die Ergebnisse sind circa 2 dB leiser als bei den anderen Verfahren.

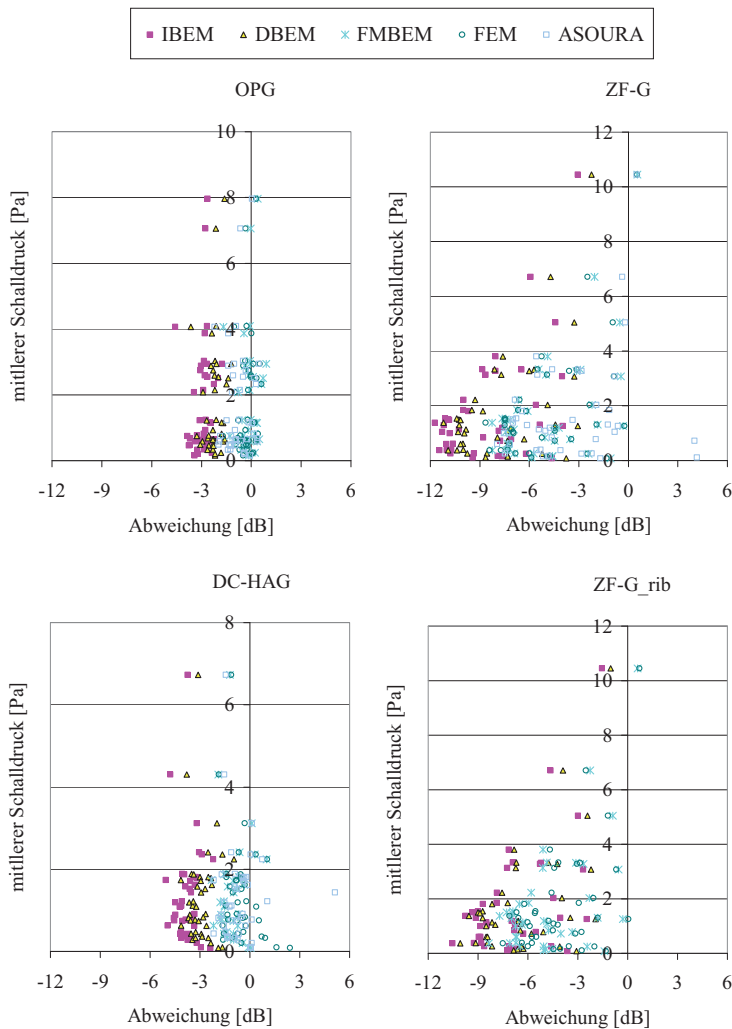


Abb. 4-11 Scatter-Plots der Mittelwert-Abweichungen in Abhängigkeit von den mittleren Schalldrücken aus den Messungen für alle Modelle

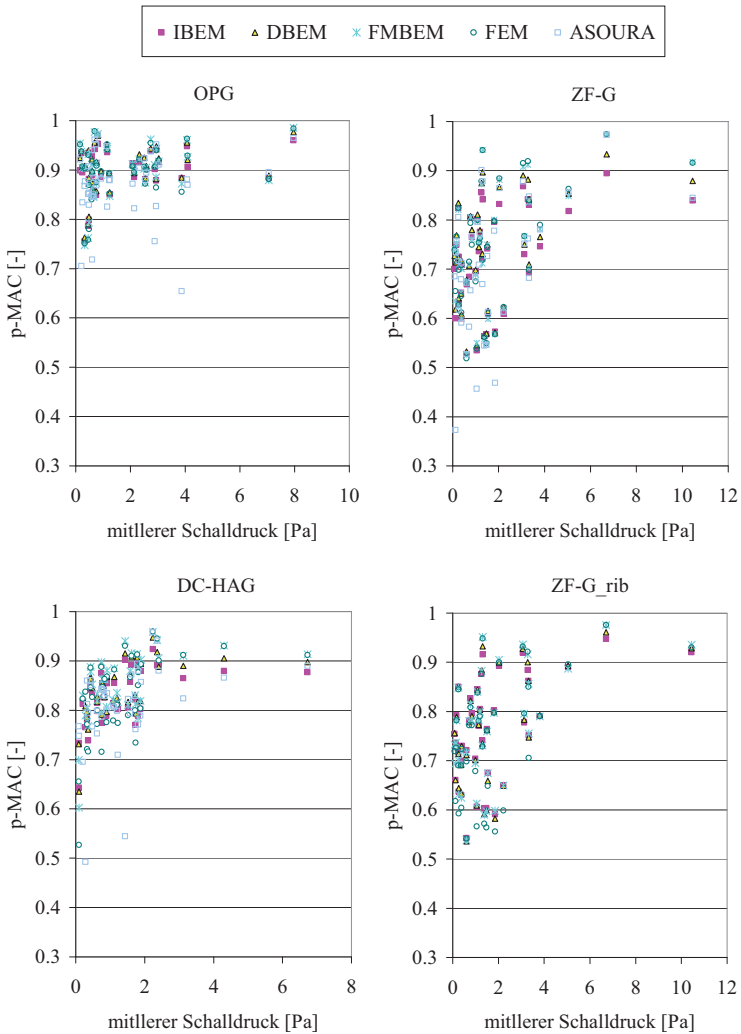


Abb. 4-12 p-MAC-Werte in Abhängigkeit von den mittleren Schalldrücken aus den Messungen für alle Modelle

- Maximalwerte

Tendenziell verhalten sich die Maximalwerte ähnlich wie die Mittelwerte. Sie beinhalten aber wesentlich weniger Informationen, weil pro Frequenz nur ein Wert verwendet wird. Im Vergleich zu den Mittelwerten sind die Streuungen damit erwartungsgemäß höher. Die teilweise auffällig großen Streubreiten schlagen sich nicht in den durchschnittlichen Abweichungen der Mittelwerte nieder, sie zeigen allerdings, dass bei IBEM und DBEM mitunter Ausreißer auftreten, die in Kapitel 4.7 untersucht werden.

- p-MAC-Werte

Die durchschnittlichen Verteilungs-Kennwerte unterscheiden sich zwischen den Verfahren sehr wenig. Bei niedrigen Frequenzen werden die Schalldruck-Verteilungen der Messungen von DBEM und IBEM meist etwas weniger gut getroffen.

- Amplituden- und Frequenz-Abhängigkeit der Kennwerte

Lautere Frequenzen führen zu deutlich geringeren Schalldruck-Abweichungen zwischen Simulation und Messung. Das liegt auch an der besseren Qualität der Eingangsdaten bei größeren Amplituden (Kapitel 4.3). Die Frequenz-Abhängigkeit ist dagegen weit weniger stark ausgeprägt. Das trifft allerdings nicht auf die p-MAC-Werte zu. Sie zeigen neben einer Amplitudenabhängigkeit (Abb. 4-12) bei allen Bauteilen auch eine deutliche Abhängigkeit von der Frequenz (Abb. 4-10). Harlacher zeigt in [45] am Beispiel des verrippten ZF-Gehäuses, dass auch eine Halbierung der Elementkantenlänge des BE-Modells keinen wesentlichen Einfluss auf den MAC-Wert-Abfall hat.

- FMBEM vs. IBEM

Die FMBEM liefert trotz des iterativen Solvers und der vereinfachten Beschreibung der Interaktion weit entfernter Bereiche bessere Ergebnisse als die IBEM. Die deutlichen Mittelwert-Abweichungen der IBEM treten bei der FMBEM nicht auf, und die Maximalwerte liegen näher bei den Messungen. Die Schalldruck-Verteilungen der FMBEM sind auch bei Betrachtung der Einzelkennwerte besser als die der IBEM. Mit Ausnahme des ZF-G\_rib ergeben sich bei der FMBEM durchgängig bessere p-MAC-Werte.

- IBEM vs. DBEM

Die Unterschiede zwischen IBEM und DBEM fallen erwartungsgemäß sehr gering aus. Das Offset-Verhalten ist bei der DBEM allerdings um circa 0,5 dB weniger stark ausgeprägt, und die Verteilungen stimmen etwas besser mit den Messungen überein.

- FEM

Die FEM schneidet sehr gut ab. Im Vergleich mit der FMBEM sind kaum Unterschiede feststellbar. Bemerkenswert sind die geringen Streuungen bei den Mittelwert-Abweichungen des verrippten ZF-Gehäuses. Bei diesem anspruchsvollen Bauteil liefert die FEM die besten Ergebnisse.

- ASOURA

Zwar sind die durchschnittlichen Mittel- und Maximalwert-Abweichungen von ASOURA geringer als bei dem hier eingesetzten kommerziellen DBEM-Solver, doch die Streuungen der Abweichungen sind durchweg deutlich höher. Vor allem dafür verantwortlich sind die Ausreißer, die Graf in [42] beschreibt. Sie wirken sich – hier wegen Ausreißern nach oben teilweise positiv – auf die Mittelwerte aus und häufen sich mit zunehmender Bauteil-Komplexität stark. Aus diesem Grund verzichtet Graf in [42] auf die Modellierung von Rippen – selbst mit umfangreichen händischen Modellverbesserungen konnte das Problem nicht beseitigt werden. Die p-MAC-Werte von ASOURA sind durchgängig am niedrigsten.

Mit den hier eingesetzten Programmen werden ohne die Notwendigkeit manueller Nachbesserungen der Netze Ergebnisse erzielt, die weniger stark streuen und keine vergleichbaren Mittelwert-Ausreißer aufweisen.

- Komplexität der Abstrahlflächen

Die Übereinstimmung von Rechnung und Messung ist stark von der Komplexität der Abstrahlflächen abhängig. Komplexere Strukturen liefern deutlich ungünstigere Ergebnisse. Das zeigen die Abweichungen der Mittel- und Maximalwerte von den Messergebnissen und die Kennwerte der Schall-druckverteilungen in Übereinstimmung. So werden vom OPG über das DC-HAG zum ZF-G mit zunehmender Bauteilkomplexität die durchschnittlichen Mittelwerte und die p-MAC-Werte kleiner und die Streubreiten und Standardabweichungen größer. Angesprochene Ausreißer der Maximalwerte beeinflussen diese Tendenzen nicht, weil sie sich nicht stark auf die Mittelwerte niederschlagen.

- Einfluss der Verrippungen

Der Vergleich des ZF-G mit und ohne Rippen zeigt deutlich, dass die Berücksichtigung dieser Details zu besseren Ergebnissen führt. Das trifft vor allem auf die DBEM und die IBEM zu. Zudem werden mit modellierten Rippen auch die Unterschiede in den Resultaten zwischen den verschiedenen Methoden verringert. Die deutlich größeren Modelle führen allerdings zu sehr viel längeren Rechenzeiten, wie in Kapitel 4.7 noch erläutert wird. Weil

der Einfluss der Rippen bei der Schallberechnung zwar erkennbar, aber nicht sehr groß ist, wird die Notwendigkeit der Rippenmodellierung in Frage gestellt.

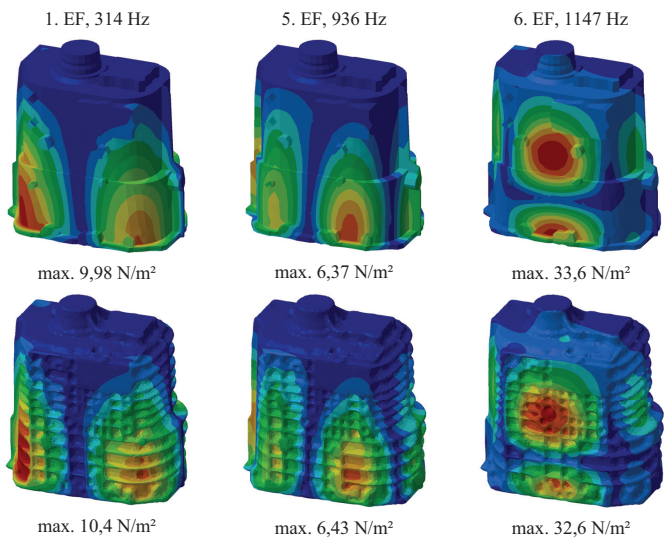


Abb. 4-13 Schalldruck-Ergebnisse des ZF-G mit und ohne Verrippung (FMBEM)

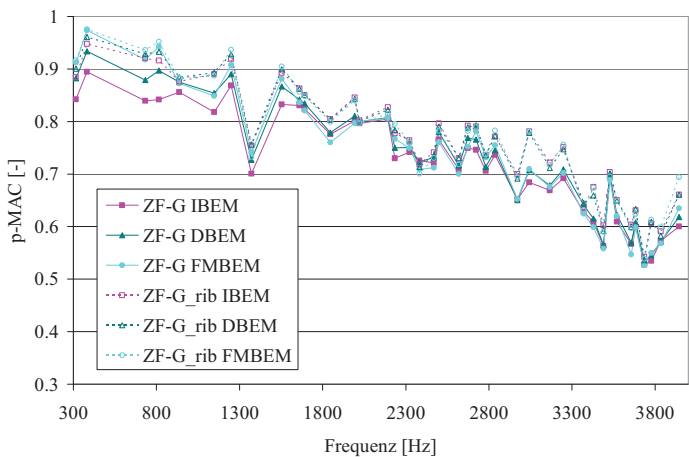


Abb. 4-14 Schalldruck-Verteilungen des ZF-G mit und ohne Verrippung



Abb. 4-13 zeigt die Schalldruck-Ergebnisse der FMBEM für das ZF-G mit und ohne Verrippung. Die Maximalwerte sind bei den Beispielen ähnlich, die Veränderung der Schalldruckverläufe durch die Rippen kann aber deutlich erkannt werden. Abb. 4-14 dokumentiert die Auswirkung der verbesserten Modelle auf die p-MAC-Werte und die merkbliche Abnahme der Streuung der Werte bei den verschiedenen Verfahren. Eine signifikante Frequenz-Abhängigkeit des Einflusses der Rippen kann weder bei den gemittelten Schalldruckwerten noch bei ihren Verteilungen festgestellt werden. Das bestätigt die Untersuchungen von Le Moyne et al. [85], [86], wonach das Standard-Kriterium zur Berücksichtigung der Verrippungen, das sich allein nach dem Verhältnis von Rippenhöhe zu Wellenlänge richtet, unzureichend ist.

- Gegenüberstellung von v- und p-MAC-Werten

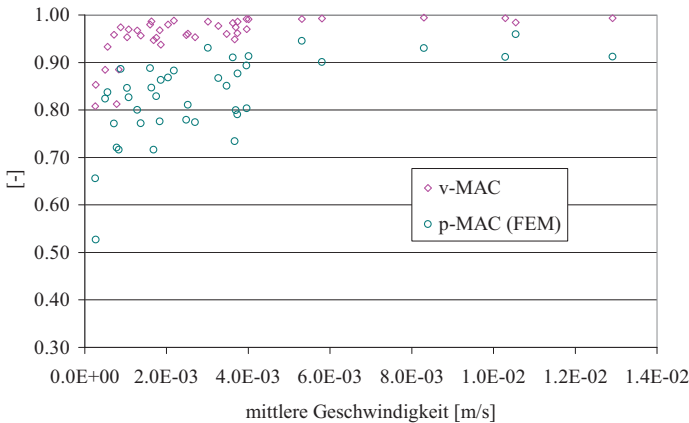


Abb. 4-15 v- und p-MAC-Werte über der mittleren Geschwindigkeit (DC-HAG)

	v-MAC	p-MAC (FEM)	Differenz
OPG	0,95	0,90	-0,05
DC-HAG	0,96	0,83	-0,13
ZF-G	0,94	0,74	-0,20
ZF-G <sub>rib</sub>		0,75	-0,19

Tabelle 4-8 Gegenüberstellung der durchschnittlichen v- und p-MAC-Werte der Gehäuse

In Abb. 4-15 sind v- und p-MAC-Werte, also praktisch die Eingangswerte und die Ergebnisse der Schallberechnungen, gegenübergestellt. Als Beispiel dient das DC-HAG. Die Übereinstimmungen in den Verteilungen der

Schalldrücke werden erwartungsgemäß niedriger, wobei sich die Abweichungen mit steigender Amplitude verringern. Der durchschnittliche p-MAC-Wert sinkt im Gegensatz zum v-MAC-Wert mit zunehmender Bauteil-Komplexität stärker (Tabelle 4-8).

Mit den hier gezeigten Ergebnissen wird die Leistungsfähigkeit der verwendeten Verfahren bewiesen. Für einfache Abstrahlflächen können die mittleren Abweichungen aus der Akustiksimulation auf weniger als 1 dB beschränkt werden. Die Komplexität der Abstrahlflächen schlägt sich deutlich in der Ergebnisqualität nieder. Die Detailmodellierung führt zwar zu nachweislich besseren Ergebnissen, doch ist es fraglich, ob der sehr große Modellierungs- und Rechenaufwand dafür in Kauf genommen werden soll. Als Hauptursache für die größeren Abweichungen der Ergebnisse des ZF-G von den Messwerten als die der anderen Gehäuse kann neben der Körperschallrechnung nunmehr auch die Vernachlässigung der Rippen ausgeschlossen werden. Insgesamt werden die Ergebnisse von Graf mit ASOURA [42] grundlegend bestätigt, verbessert und stark erweitert.

### 4.7 Weitere Erkenntnisse

Für die Akustiksimulation werden in Kapitel 4.6 vier Modelle verwendet, die in den vorhergehenden Kapiteln beschrieben werden. Einige Ergebnisse aus der Modellfindung und weitere Erkenntnisse aus den Untersuchungen werden in diesem Kapitel diskutiert. Zunächst werden die Auswirkungen fiktiver Resonanzen bei der BEM und die Optimierung der Impedanz-Randbedingung der IBEM angesprochen. Außerdem werden die Unsicherheiten systematischer Fehler durch nicht berücksichtigte Gehäuseöffnungen eingegrenzt und auftretende „Hot Spots“ untersucht. Danach folgt eine Übersicht über die Rechenzeiten.

- Auswirkungen fiktiver Resonanzen

Fiktive Resonanzen werden in dieser Arbeit bei der IBEM durch die Aufbringung von Impedanz-Randbedingungen an der Innenseite des BEM-Modells verhindert (Kapitel 4.4). Verzichtet man darauf, so treten gerade bei einfachen Modellen extrem hohe Schalldrücke auf, die zur drastischen Verschlechterung aller Kennwerte führen (siehe auch [20]), wie Abb. 4-16 beispielhaft für das DC-HAG zeigt. Bei den Ergebnissen der FMBEM ist dieses Verhalten nur schwach ausgeprägt. Dort können die Randbedingungen maßvoll eingesetzt aber auch zur schnelleren Konvergenz des iterativen Solvers führen [20].

Bei der DBEM wird ein ähnliches Problem durch die Einbringung von 100 Overdetermination Points umgangen. Zwar zeigen Rechenzeiten und Ergebnisse im Vergleich zu Rechnungen ohne Overdetermination Points nur marginale Unterschiede auf, doch kann deswegen nicht allgemein davon ausgegangen werden, dass darauf verzichtet werden kann, weil hier „nur“ jeweils 40 Frequenzen berechnet werden und die Auswirkungen sehr lokal auftreten [20].

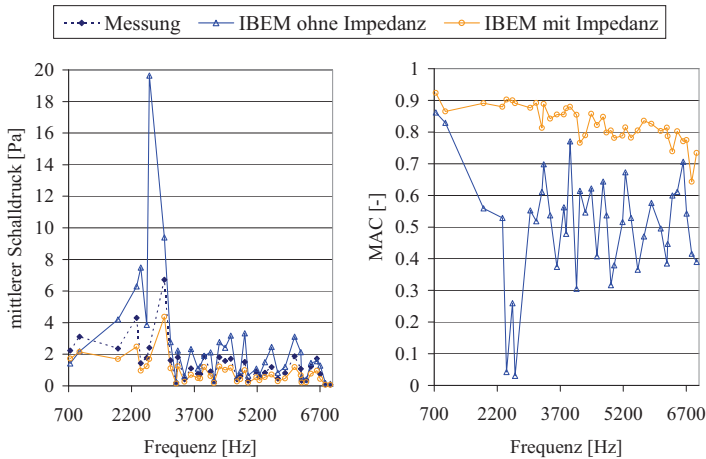


Abb. 4-16 DC-HAG mit und ohne Impedanz-Randbedingung

- Optimierung der Impedanz-Randbedingung bei der IBEM

Wie erwähnt schlagen D’Amico et al. zur Vermeidung der kritischen Frequenzen bei der IBEM in [21] vor, die Impedanz als negatives Produkt aus Schallgeschwindigkeit und Luftdichte zu definieren – also im Vergleich zur hier verwendeten Methode mit negativem Vorzeichen. Die IBEM- und die darauf basierenden FMBEM-Berechnungen aller drei Getriebegehäuse werden daher zusätzlich mit negativer Impedanz ausgeführt und mit den Messungen verglichen.

Tabelle 4-9 stellt die Kennwerte des Vergleichs mit den Messungen für positive und negative Impedanz-Definition gegenüber. Dass diese Definition auf die FMBEM kaum Einfluss hat, zeigen die Ergebnisse der Untersuchung. Hingegen tritt bei der IBEM eine signifikante Verbesserung auf, dies gilt vor allem für die Lage der Mittelwerte. Abb. 4-17 zeigt die Verbesserungen am DC-HAG detailliert auf.

OPG	Mittelwert-Abweichung [dB]			Maximalwert-Abweichung [dB]			P-MAC
	MW	Stabw	Max-Min	MW	Stabw	Max-Min	
OPG-FMBEM	-0,19	0,53	2,59	-0,25	1,19	5,90	0,90
OPG-FMBEM_Ineg	-0,19	0,53	2,58	-0,25	1,19	5,90	0,90
OPG-IBEM	-2,92	0,54	2,83	-2,88	1,15	5,68	0,89
OPG-IBEM_Ineg	-2,13	0,57	2,60	-2,10	1,25	5,70	0,90

DC-HAG	Mittelwert-Abweichung [dB]			Maximalwert-Abweichung [dB]			P-MAC
	MW	Stabw	Max-Min	MW	Stabw	Max-Min	
DC-HAG-FMBEM	-1,02	0,70	3,32	-1,14	1,33	5,53	0,85
DC-HAG-FMBEM_Ineg	-1,05	0,71	3,36	-1,19	1,35	5,64	0,85
DC-HAG-IBEM	-3,75	0,64	2,85	-4,04	1,61	7,94	0,83
DC-HAG-IBEM_Ineg	-2,27	0,62	2,68	-2,40	1,30	6,60	0,85

ZF-G_rib	Mittelwert-Abweichung [dB]			Maximalwert-Abweichung [dB]			P-MAC
	MW	Stabw	Max-Min	MW	Stabw	Max-Min	
ZF-G_rib-FMBEM	-4,73	2,30	8,95	-3,89	3,65	13,97	0,76
ZF-G_rib-FMBEM_Ineg	-4,74	2,30	8,96	-3,90	3,67	14,14	0,76
ZF-G_rib-IBEM	-6,87	2,27	9,00	-5,87	3,69	14,86	0,76
ZF-G_rib-IBEM_Ineg	-6,00	2,17	8,45	-5,07	3,59	14,40	0,76

Tabelle 4-9 Luftschall-Kennwerte Messungsvergleich für jeweils 40 Eigenfrequenzen mit positiver und negativer Impedanz

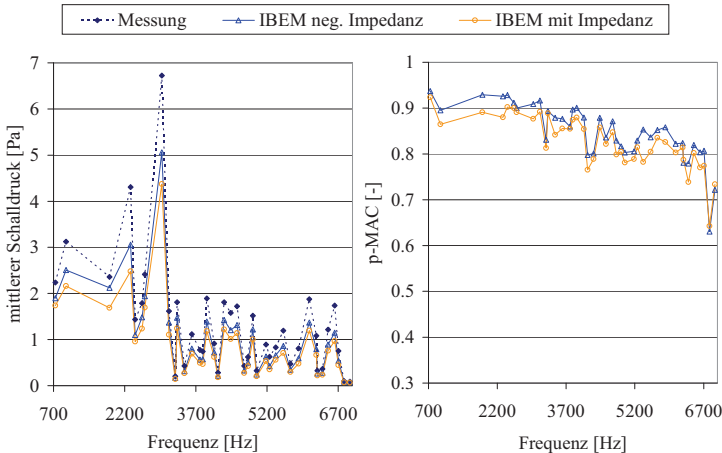


Abb. 4-17 DC-HAG mit positiver und negativer Impedanz-Randbedingung

Die Veränderung wirkt sich bei der IBEM nicht auf die Rechenzeit aus. Der Lösungsprozess des iterativen FMBEM-Solvers wird allerdings mit negativen Impedanz-Werten um circa 10 % verlängert. Genauere Betrachtungen zeigen, dass sich die Rechenzeiten bei höheren Frequenzen verlängern. Weil die Impedanz hier unvorteilhafterweise an allen Elementen aufgebracht wird, kann allerdings nicht davon ausgegangen werden, dass dieses Verhalten generell auftritt.

Mit diesen Ergebnissen wird dokumentiert, dass die Impedanz-Definition nach D'Amico et al. im Gegensatz zur klassisch angewandten Methode zu besseren Ergebnissen führt.

- Modellierung der Gehäuse-Öffnungen

Wie oben beschrieben, werden bei den Messungen durch Graf beim ZF-G keine Maßnahmen zur Verhinderung der Schallausbreitung aus dem Innenraum des Gehäuses getroffen. Der austretende Luftschall beeinflusst somit die Ergebnisse. Weil in der Simulation Öffnungen nicht berücksichtigt werden, soll hier der Einfluss auf die Vergleichs-Kennwerte zwischen Rechnung und Messung rechnerisch ermittelt werden. Dafür werden die Vorteile der FMBEM genutzt. Weil sie grundsätzlich auf der indirekten BEM basiert, sind Öffnungen im BEM-Modell zulässig. Die notwendige Modell-Änderung beschränkt sich dabei auf das Löschen der Elemente bei den Öffnungen. Das Feldpunktenetz bleibt zur leichteren Vergleichbarkeit der Ergebnisse unverändert.

ZF-G_rib	Mittelwert-Abweichung [dB]			Maximalwert-Abweichung [dB]			P-MAC
	MW	Stabw	Max-Min	MW	Stabw	Max-Min	
ZF-G_rib-FMBEM	-4,73	2,30	8,95	-3,89	3,65	13,97	0,76
ZF-G_rib-offen-FMBEM	-4,76	2,09	8,17	-3,88	3,57	13,54	0,76

**Tabelle 4-10 Luftschall-Kennwerte für jeweils 40 Eigenfrequenzen mit und ohne Öffnung**

Die Kennwerte aus Tabelle 4-10 verändern sich durch die Öffnungen kaum. Abb. 4-18 zeigt die Veränderungen der Schalldrücke auf dem Feldpunktenetz. Unterschiede treten nur unten an der großen Gehäuseöffnung und rechts oben an einer kleineren Öffnung auf. Die Maximalwerte werden nur wenig beeinflusst.

Die Ergebnisse zeigen insgesamt, dass die Gehäuseöffnungen also keinen starken Einfluss auf die Schalldrücke an der Bauteil-Oberfläche haben.

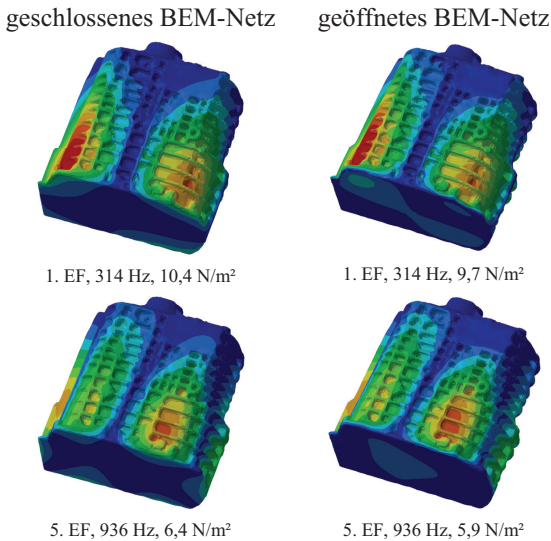


Abb. 4-18 Schalldrücke ZF-G\_rib mit und ohne berücksichtigte Gehäuseöffnungen

- Schalldruck-Spitzen

Bei allen Simulationsergebnissen kommt es in tiefen Rippen-Taschen zu hohen Schalldrücken, die nicht zwangsweise aus der Geschwindigkeits-Verteilung abgeleitet werden können. Auffällig ist dabei, dass die maximalen Drücke an solchen Stellen von Methode zu Methode stark streuen (Abb. 4-19). Die Streuungen dieser Schalldruckspitzen schlagen sich allerdings nicht in den Mittelwerten nieder. Die Maximalwerte sind ebenfalls wenig betroffen, weil die Messpunkte nicht in solchen tiefen Taschen liegen. Ein Versuch mit einem leicht verschobenen Messnetz hat zudem ergeben, dass die Kennwerte stabil gegenüber den starken Druckschwankungen sind

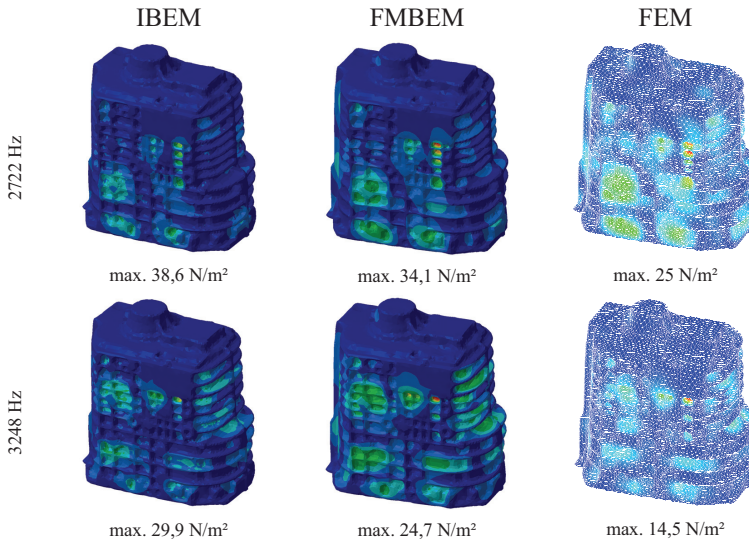


Abb. 4-19 Schalldrücke des ZF-G\_rib für verschiedene Verfahren.

- Anhaltswerte für die Rechenzeiten

Allgemeingültige Aussagen zu den Rechenzeiten können nur bedingt getroffen werden. Für die BEM wird eine Lizenz eingesetzt, die den Einsatz nur eines Prozessors erlaubt. Außerdem werden für FEM und BEM Rechner mit unterschiedlichen Leistungen verwendet. Die Randbedingungen von IBEM bzw. FMBEM zur Verhinderung fiktiver Resonanzen werden nicht bezüglich der Rechenzeit optimiert, sondern an allen Elementen definiert. Bei der FMBEM ist die Berechnungsdauer darüber hinaus stark frequenzabhängig. Die ASOURA-Berechnungen werden auf aktuellen Rechnern wiederholt, dabei fällt auf, dass die Rechnungen problemlos gleichzeitig durchführbar wären, weil nur ein Prozessor und sehr wenig Arbeitsspeicher angesprochen werden. Insgesamt sind die Angaben als Richtwerte zu verstehen, die lediglich der Orientierung dienen. Tabelle 4-11 zeigt die Gegenüberstellung der Gesamtrechenzeiten für die Akustiksimulation im Überblick. Daraus und aus weiteren Untersuchungen lassen sich die folgenden Erkenntnisse ableiten.

Die Verwendung von Overdetermination Points (ODP) zur Verhinderung fiktiver Resonanzen bei der DBEM schlägt sich nur marginal auf die Rechenzeit nieder und ist deshalb nicht aufgeführt.

	OPG	DC-HAG	ZF-G	ZF-G_rib
Knoten-Anzahl BEM	5526	2564	2966	14351
	[min]			
DBEM	58 <sup>1)</sup>	12 <sup>1)</sup>	22 <sup>1)</sup>	583 <sup>1)</sup>
IBEM	141 <sup>1)</sup>	26 <sup>1)</sup>	52 <sup>1)</sup>	13739 <sup>1)</sup> / 1594 <sup>2)</sup>
FMBEM	290 <sup>1)</sup>	167 <sup>1)</sup>	185 <sup>1)</sup>	1200 <sup>1)</sup>
FEM	1786 <sup>2)</sup>	613 <sup>2)</sup>	292 <sup>2)</sup>	13120 <sup>2)</sup>
DBEM-ASOURA	360 <sup>1)</sup>	240 <sup>1)</sup>	200 <sup>1)</sup>	-
Rechner	<sup>1)</sup> Intel Core 2 Duo E8500 @ 3.16 GHz, 4 GB RAM <sup>2)</sup> Intel(R) Xeon(R) CPU E5450 @ 3.00 GHz, 16 GB RAM			

**Tabelle 4-11 Gegenüberstellung der Rechenzeiten für die Akustiksimulation**

Die IBEM erfordert deutlich mehr Rechenzeit als die DBEM, weil die Impedanz-Randbedingung die Zahl der zu lösenden Gleichungen für den Fall der Aufbringung an allen Elementen verdoppelt. Ohne diese zusätzliche Festlegung sind die Rechenzeiten vergleichbar. Bei Einsatz des Arbeitsplatzrechners muss der IBEM-Solver beim größten Modell Auslagerungsdateien verwenden. Das führt zu extrem hohen und sehr unterschiedlichen Rechenzeiten – sonst sind die Lösungszeiten des klassischen BEM-Solvers praktisch unabhängig von der Frequenz konstant. Dagegen löst der leistungsfähigere Rechner das Problem im Hauptspeicher wesentlich schneller.

Die frequenzabhängigen Rechenzeiten des iterativen FMBEM-Solvers sind sehr unterschiedlich und setzen sich aus Solverzeit und Nachlaufrechenzeit zusammen. Die Solverzeitspanne ist durchgehend mindestens um eine Potenz größer. Bei den kleinen Modellen verlangsamt die FMBEM den Lösungsprozess, weil die Anzahl der Knoten zu gering ist, so dass sich die Aufteilung des Lösungsgebietes diesbezüglich nicht positiv auswirkt. Beim ZF-G\_rib hingegen ist die Rechenzeit bereits um ein Viertel geringer als bei der IBEM mit Verwendung des leistungstärkeren Rechners. Die in Tabelle 4-5 ausgewiesenen Frequenzen, die unterhalb des optimalen Frequenzbereiches der FMBEM liegen, wirken sich dabei extrem negativ auf die Rechenzeiten aus – trotzdem wird insgesamt noch diese deutliche Verbesserung erzielt. Für Berechnungen mit Auslagerungsdateien auf dem Standard-Rechner fällt der Unterschied noch sehr viel deutlicher aus. Das bestätigt die in [140] erwähnte Größenordnung von circa 10000 Elementen, ab der die FMBEM zeitliche Vorteile gegenüber der IBEM hat. Die FMBEM ist aber dennoch insgesamt und auch bei höheren Frequenzen langsamer als die



DBEM, die ein deutlich kleineres Problem lösen muss – jedoch können mit ihr auch Modelle mit Öffnungen berechnet werden. Die Impedanz-Randbedingung führt bei der FMBEM im Gegensatz zur IBEM nicht zwangsweise zu verlängerten Rechenzeiten. Bei höheren Frequenzen sind die Rechenzeiten mit und ohne die Randbedingung gleich lang. Nach [20] kann bei Verwendung einer nur teilweise aufgebrauchten Impedanz-Randbedingung mit einer Verringerung der FMBEM-Rechenzeiten um ein Drittel gerechnet werden, weil der iterative Solver dann schneller konvergiert.

Eine Verringerung des akzeptierten Restfehlers um zwei Potenzen wirkt sich zwar unwesentlich auf die Genauigkeit der Ergebnisse aus, allerdings verdoppeln sich die Rechenzeiten beim größten Modell. Mit dieser Einflussgröße kann bei rechenintensiven Modellen also Zeit eingespart werden.

Die Rechenzeiten der FEM sind bei den verwendeten Modellen trotz des leistungsstärkeren Rechners sehr groß. Modell-Veränderungen zur Verringerung der Rechenzeiten sind zwar durchaus noch möglich, die FEM bleibt aber dennoch langsamer als die BEM. So ergaben Versuche am OPG, dass mit einer Vergrößerung der Elementkantenlänge am irrelevanten äußeren Rand des Netzes um den Faktor vier die Lösung doppelt so schnell berechnet wird, ohne dabei schlechtere Ergebnisse an der Struktur-Oberfläche zu liefern. Eine Radius-Verringerung der Luftschnittfläche um 10 cm führt zwar zu einer Einsparung von einem Drittel der Rechenzeit, allerdings gleichzeitig zu deutlich ungünstigeren Ergebnissen. Umgekehrt werden die Rechenzeiten bei einer vergleichbaren Radius-Vergrößerung um ein Drittel erhöht, ohne dass sich die Oberflächen-Ergebnisse verbessern. Die Verwendung von Netzen mit sehr geringer Streuung der Elementkantenlänge verhindert große Elemente – die Rechenzeit bei einem solchen Modell verdoppelt sich allerdings. „Optimierungen“ am FE-Modell des ZF-G<sub>rib</sub> führen schnell zu schlechteren Ergebnissen, und die Rechenzeiten ändern sich wenig, weil hier der Einfluss der konstanten Anzahl an Koppelementen am inneren Rand dominiert. Eine weitere Möglichkeit für Anwendungen mit überschaubarer Komplexität der Abstrahlflächen ist die Verwendung von Hexaeder-Netzen mit weniger Freiheitsgraden.

Die ASOURA-Rechenzeiten haben sich im Vergleich zu [42] mit den aktuelleren Rechnern zwar auf ein Drittel reduziert, allerdings dauert der Lösungsprozess noch weitaus länger als mit dem kommerziellen Produkt.

Insgesamt unterstreichen die Untersuchungen der Rechenzeiten das Bestreben nach der Verwendung möglichst kleiner Modelle – zum Beispiel erreicht

durch Vernachlässigen von Geometriedetails wie Rippen. Die zeitlichen Vorteile der FMBEM bei großen Modellen kommen bei den hier verwendeten Einzelbauteilen nicht voll zur Geltung. Das große ZF-G\_rib-Modell zeigt bei hohen Frequenzen die Vorteile des Verfahrens allerdings deutlich auf. Die BEM-Verfahren sind der FEM bezüglich der Rechenzeiten bei Abstrahlproblemen klar überlegen. Für diese FE-Methode sprechen die hohe Ergebnisgüte und die weite Verbreitung der FEM. Neueste Fortschritte bei der FEM-Solver-Entwicklung führen außerdem zu sehr viel kürzeren Rechenzeiten, wie in [140] an ähnlichen praxisnahen Beispielen gezeigt wird, und bringen so das Verfahren wieder in den Fokus. Unterschiede bei den Rechenzeiten sind generell nur relevant, wenn sie gravierend ausfallen. Vorteile, die nicht zu einem Sprung von einer Über-Nacht-Rechnung zu einer einstündigen Rechnung führen, wirken sich in der Praxis meist nicht aus.

## 4.8 Zusammenfassung der Erkenntnisse

Die Ergebnisse der Luftschall-Simulation mit verschiedenen Verfahren (Abb. 4-1) werden hier zusammengefasst. Die durchgeführten Untersuchungen an Fahrzeuggetrieben lassen umfassende Schlüsse zu und sind in dieser Breite in der bekannten Literatur wohl einzigartig. Durch die Hinzunahme weiterer Berechnungsverfahren, die Ausweitung der Auswertung und die detaillierte Überprüfung der Eingangsdaten werden die Ergebnisse aus der Validierung der Akustiksimulation mit ASOURA von Graf [42] stark erweitert. Durch die Verwendung geschlossener Akustikmodelle können die Ergebnisse verschiedener Verfahren direkt miteinander verglichen werden. Damit wird Hilfestellung bei der Beantwortung der schwierigen und nicht pauschal zu beantwortenden Frage nach dem geeigneten Akustiksimulationsverfahren für derartige Anwendungen gegeben. Wichtige Aspekte sind dabei unter anderem die Genauigkeit des Verfahrens in Abstimmung mit den Anforderungen, die zur Verfügung stehenden Mittel, der Modellierungsaufwand und die Rechenzeiten.

Die Ergebnisse bei den unterschiedlichen Bauteilen sind ausgesprochen gut und liegen selbst bei sehr schwacher Anregung bei allen Bauteilen unterhalb einer Streubreite von 10 dB Abweichung zwischen Rechnung und Messung. Lässt man die verfahrensbedingten Differenzen bei schwach angeregten Eigenfrequenzen außen vor und konzentriert sich auf die „lauten“ Frequenzen, so kann mit einer weitaus geringeren Abweichung gerechnet werden. Auch die Schalldruck-Verteilungen liefern sehr gute Ergebnisse – die Übereinstimmung liegt beim OPG bei 90 % und beim außerordentlich komplexen ZF-G sogar noch bei 75 % im Mittel für jeweils 40 Eigenfrequenzen. Die

Ergebnisse werden im Vergleich zu [42] damit auch qualitativ verbessert, und es wird nachgewiesen, dass die Schallfelder mit verschiedenen Verfahren auf wenige dB genau vorausberechnet werden können.

Der genannte Unterschied bei den Kennwerten der Schalldruck-Verteilungen zwischen OPG und ZF-G zeigt beispielhaft, dass die Simulationsgenauigkeit mit zunehmender Komplexität der Abstrahlflächen abnimmt. In den Untersuchungen von Graf [42] werden dafür die in den Modellen nicht beachteten Rippen des komplexen ZF-Gehäuses verantwortlich gemacht. Mit den hier durchgeführten Untersuchungen kann diese Fehlerursache als Hauptgrund nunmehr ausgeschlossen werden.

Die Kennwerte verschiedener Verfahren verlaufen über der Frequenz relativ ähnlich und unterscheiden sich im Wesentlichen durch die Schalldruck-Mittelwerte, die bei dem Solver für die klassischen BEM-Verfahren vergleichsweise stark abweichen. Insbesondere fallen bei allen Modellen circa 2 dB Unterschied im Mittelwert zwischen den Solvern für IBEM und FMBEM des gleichen Software-Produktes auf. Bei Aufgaben, die eine relativ genaue Aussage erfordern, ist dieser Unterschied bedeutsam – in der Literatur genannte Abweichungen zwischen Rechnung und Messung liegen zum Teil in dieser Größenordnung [34]. Der Vorschlag von Graf [42], akustische FEM und BEM zu koppeln, um Zwischenräume von Verrippungen mit Finiten Elementen abzubilden und die Außenraumrechnung mit der DBEM durchzuführen, wird in [72] am Beispiel eines Kugelstrahlers 0. Ordnung ausgeführt. Dieses kombinierte Vorgehen wird aber aufgrund der geringen Unterschiede zwischen den Verfahren nicht weiter verfolgt. Die Ähnlichkeit der Ergebnisse ist auch der Grund dafür, dass die Entscheidung über das eingesetzte Verfahren stärker von anderen Aspekten abhängt, die deshalb hier besonders beachtet werden. Beispielweise sind in diesem Zusammenhang Modellierungsaufwand und Rechenzeiten zu nennen.

Anhaltswerte für die Rechenzeiten und wichtige Einflussparameter werden für alle Modelle und Verfahren genannt. Absolute Aussagen sind aufgrund der vielen Parameter zwar schwer möglich, die Ergebnisse fallen aber sehr klar aus. Die DBEM ist bei den verwendeten Modellen das schnellste Verfahren, weil das Problem der fiktiven Resonanzen sehr effizient gelöst wird. Wenn Öffnungen im Modell vorhanden sind, sind die IBEM für kleine Modelle und die FMBEM bei größeren Modellen zu bevorzugen, dabei existiert bei beiden Verfahren noch großes Potenzial in der Optimierung der Impedanz-Randbedingungen. Die FEM überzeugt zwar durch die Ergebnisse – für das verrippte ZF-G schneidet sie am besten ab – hat aber für alle Modelle vergleichsweise lange Rechenzeiten. Ihr Einsatz kann trotzdem vorteilhaft

sein, wenn direkt im Anschluss an die Körperschallrechnung ohne Schnittstelle die Schallabstrahlung simuliert werden soll. Die Möglichkeiten der internen Übergabe der fluidanregenden Körperschall-Schnellen muss dabei allerdings geprüft werden. Die FEM hat in der Akustik auch dann Vorteile, wenn Anwender-Know-How im Umgang mit der BEM nicht vorhanden ist, die numerisch deutlich sensibler und komplizierter reagiert. Zudem ist mit dem Einsatz eines iterativen FEM-Solvers in Verbindung mit einer PML-Schicht (Perfectly Matched Layer) zur Verhinderung von Reflexionen am Gebietsrand ein Quantensprung bei den Rechenzeiten absehbar [140].

Abgesehen vom Vergleich zwischen den hier angewandten Verfahren wird aufgezeigt, dass die kommerziellen Solver im Gegensatz zu dem von Graf verwendeten, nicht kommerziellen Programm hinsichtlich der Streuungen, dem Modellierungsaufwand, der Rechenzeiten und durch nicht in diesem Maße vorkommende Ausreißer bei komplexeren Bauteilen vorteilhaft sind.

Auch die Frage nach der Notwendigkeit der Berücksichtigung der Verrippungen beim ZF-G wird beantwortet. Zwar werden die Ergebnisse bei Berücksichtigung dieser Geometriedetails signifikant verbessert, im Vergleich zu den Abweichungen zur Messung fällt der Unterschied allerdings gering aus. Zudem spricht die starke Erhöhung der Rechenzeiten gegen die Berücksichtigung von Rippen bei der Berechnung der Schallabstrahlung. Die Veränderungen durch die Rippen zeigen in Übereinstimmung mit den Untersuchungen von Le Moyne et al. [85], [86] keine Abhängigkeit vom gängigen Frequenzkriterium für die Entscheidung zur Berücksichtigung von Verrippungen. Durch die Auswertung bei 40 Eigenfrequenzen, die Verwendung hochwertiger Modelle und die Beschränkung auf die Akustiksimulation bei messtechnisch optimierten Eingangsdaten wird hier mit einer praxisrelevanten Struktur ein standhaftes Beispiel geschaffen, das den diesbezüglichen Stand der Technik erweitert. Vergleichbare Modelle aus der Literatur, bei denen die Verrippungen unbeachtet bleiben, werden durch die Untersuchungsergebnisse gerechtfertigt. Das Optimierungspotenzial solcher Verrippungen beschränkt sich damit auf das Körperschall-Übertragungsverhalten der Struktur.

Im Rahmen der durchgeführten Berechnungen wird für alle Bauteile auch der Vorschlag der negativen Impedanz-Definition zur Verhinderung fiktiver Resonanzen nach D'Amico et al. [20], [21] für die IBEM und die FMBEM überprüft. Es zeigt sich, dass damit vor allem bei der IBEM bessere Ergebnisse erzielt werden können. Die akustische Modellierung wird mithin an dieser Stelle nachweislich verbessert.

## 5 Zusammenfassung und Ausblick

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der Simulation von Fahrzeuggetriebe-Geräuschen. Zum einen müssen Fahrzeughersteller gesetzliche Vorgaben zur Schallemission einhalten, und zum anderen wird der Geräusch-Komfort gezielt als Differenzierungsmerkmal für Kaufentscheide genutzt. Fahrzeuggetriebe gehören zu den bedeutendsten Schallquellen des Antriebes und können für Komfortprobleme verantwortlich sein. Um ihre Geräusche zu optimieren, wird daher eine mögliche Rechenkette vorgestellt, die in vier Schritten die gesamte Schallabstrahlungsberechnung beschreibt: die Anregung kann mit der MKS durchgeführt werden, die Körperschallübertragung mit der FEM und die Abstrahlung des Luftschalls entweder mit der FEM oder der BEM. Die Auralisierung ist das letzte Glied der Rechenkette und macht die Ergebnisse einem breiten Nutzerkreis leicht zugänglich. Ein Teil der Rechenkette wird in der Vorgängerarbeit von Graf [42] für Getriebegehäuse als Einzelbauteile mit Messungen validiert. Auf dieser Basis wird in dieser Arbeit versucht, einen Beitrag zur Verbesserung der Anwendbarkeit des aufgezeigten Verfahrens zur akustischen Simulation von Fahrzeuggetrieben zu leisten.

Im ersten Teil der Arbeit wird das Betriebsgeräusch eines Hinterachsgetriebes bei konstanten Drehzahlen zwischen 200 und 8000 Umdrehungen pro Minute simuliert. Dabei wird eine Methode aufgezeigt, die die Entkopplung des rechenintensiven vom drehzahlabhängigen Teil der Simulation möglich macht. Erst dadurch kann das Betriebsgeräusch nach Durchführung des ersten Teils in Echtzeit erzeugt werden. Das berechnete Geräusch, das aus der Simulation in Form von Schalldruckspektren vorliegt, wird schließlich an einem üblichen PC-Arbeitsplatz auralisiert, so dass ein leicht zu beurteilendes, vollkommen synthetisches Betriebsgeräusch vorliegt. Zusätzlich wird ein Programm zur Visualisierung des Getriebes mit synchroner Wiedergabe seines Betriebsgeräusches vorgestellt. Durch die Einbindung der Auralisierung simulierter Ergebnisse wird der zunehmenden Bedeutung akustischer Kriterien Rechnung getragen. Die Entwicklung wird einen Schritt vorangetrieben, weil diese Form der Darstellung akustischer Eigenschaften bei Fahrzeuggetrieben nicht zum Stand der Technik gehört. Daneben werden die Unsicherheiten der Akustiksimulation auch konkret aufgezeigt. Insbesondere die Körperschallberechnung begrenzt die Aussagekraft der bisherigen Ergebnisse stark. Die Anregungs-Modellierung mit der gemittelten generalisierten Anregung ist auch bezüglich der berücksichtigten Anregungs-Phänomene verbesserungswürdig. Die Mehrkörper-Simulation bietet um-

fangreiche Verbesserungsmöglichkeiten und kann in nachfolgende Arbeiten eingebunden werden. Die Modellierung der Bauteilverbindungen erfolgt in diesem Teil der Arbeit mit sehr einfachen Modellen, die nicht durch Messungen verifiziert sind. Durch diese Defizite werden die weiteren Zielsetzungen dieser Arbeit untermauert. Obwohl die auralisierten Ergebnisse als Vorgriff zu verstehen sind, und die Körperschallberechnung weiter verbessert werden muss, hört sich das synthetische Betriebsgeräusch aber authentisch an. Mit dem aufgezeigten Verfahren ist es somit möglich, Produkte früh in ihrer Entwicklung zu verbessern.

Die Körperschallberechnung hat entscheidenden Einfluss auf die Ergebnisse der Akustiksimulation. Auch weil dabei in der Regel große Unsicherheiten auftreten, werden die Potenziale der Luftschallberechnung häufig nicht genutzt, oder Abweichungen der Schalldrücke von Messwerten werden ungerechtfertigter Weise der Luftschallsimulation zugeschrieben. Die Bauteilverbindungs-Modellierung trägt entscheidend zu den Unsicherheiten der Körperschallberechnung bei und wird in den meisten Fällen nicht ausreichend beachtet, weil ihre Validierung durch Messungen sehr aufwendig ist. Deshalb werden in dieser Arbeit FE-Modelle für Bauteilverbindungen auf Basis von Verbindungsmodellen aus der Literatur durch Messungen verifiziert. Die Untersuchungen konzentrieren sich auf Schraubenverbindungen und Wälzlager, die bei Getrieben eine wichtige Rolle spielen. Für die Baugruppen werden Einzelbauteil-Modelle mit lasergescannten Geometrien verwendet, die vorab durch die Ergebnisse Experimenteller Modalanalysen upgedatet werden. Die erreichte Modellgüte der Einzelbauteile ist auf diese Weise sehr hoch und bietet damit eine optimale Ausgangsbasis.

Schraubenverbindungen übertragen Körperschall über Bauteilgrenzen hinweg, beispielsweise bei Gehäusebauteilen, die an der Schnittstelle zu den rotierenden Teilen oder zum Motor zu Schwingungen angeregt werden. Drei sehr unterschiedliche Baugruppen mit Flanschverbindungen und Einschraubverbindungen werden untersucht. Auch dafür werden Experimentelle Modalanalysen mit Modalhammer-Anregung durchgeführt, bei denen auch die Trennfugen-Kontaktzonen variiert werden, um den geringen Einfluss von Dämpfungseffekten nachzuweisen. Statische Druckmessungen in den Trennfugen legen außerdem die Koppelverhältnisse der Bauteile offen.

In der Literatur wird im Bereich der Schraubenverbindungs-Modellierung für die Akustiksimulation ein Defizit festgestellt, das auch die meist sehr unterschiedlichen Ansätze zur Modellierung erklärt. Daher werden verschiedenste Modelle zunächst nach ihrer Komplexität klassifiziert. Entsprechend

dem Simulationsziel werden die beiden einfachsten Klassen weiterverwendet; sieben Varianten werden daraus abgeleitet und schließlich schematisch aufgebaut. Die Parameter werden im physikalisch sinnvollen Bereich schrittweise variiert, wobei bei jedem Schritt eine Rechnerische Modalanalyse durchgeführt wird. Der Vergleich der Ergebnisse aus Rechnung und Messung zeigt den Stellenwert der Schraubenverbindungen. Je nach Baugruppe führen unterschiedliche Varianten und Parameter zu guten Ergebnissen. Insbesondere Schraubenverbindungen mit großen Klemmlängen sind schwierig modellierbar. Weil sehr unterschiedliche Baugruppen verwendet und Ergebnisse erzielt werden, die annähernd Einzelbauteil-Qualität aufweisen, kann letztendlich eine Modellierungs-Empfehlung gegeben werden. Je nach Klemmlänge werden zwei Modelle der einfachsten Klasse empfohlen, wobei die Parameterwahl für übliche Anforderungen relativ unproblematisch ist. Dagegen erfordern komplexere Modelle eine statisch nichtlineare Vorrechnung und führen zwar zu etwas besseren Ergebnissen, der geringe Unterschied rechtfertigt Modellierungs- und Rechenaufwand für diese Anwendung allerdings nicht. Die aufgezeigten Ergebnis-Empfindlichkeiten bei Parameter-Veränderungen lassen ferner weiter reichende Schlüsse zu; beispielsweise kann der Einfluss des Anziehungsfaktors auf das dynamische Verhalten der Baugruppe abgeschätzt werden.

Der Stand der Technik der bekannten Literatur wird dadurch erweitert, dass umfangreiche Vergleiche von Rechnungen und Messungen verschiedener, detailliert beschriebener, linearer Schraubenverbindungs-Modelle mit gängigen Detaillierungstiefen durchgeführt werden. Dabei wird eine Vielzahl an Parametern variiert, und übliche Verfahren der Akustiksimulation werden an verschiedenen Baugruppen in einem breiten Frequenzbereich angewendet. Die erreichte Ergebnisqualität der Baugruppen ist in der Literatur wohl einzigartig. Es ist nun möglich, bei ähnlichen Baugruppen die zu erwartende Ergebnisgüte und den Stellenwert von Schraubenverbindungen a priori abzuschätzen. Diese Entscheidungshilfe erleichtert die FE-Modellfindung zur Akustiksimulation. Die verifizierten FE-Modelle sind durch ihre nachweislich hohe Güte darüber hinaus eine ideale Basis zur Untersuchung von Dissipationsvorgängen in Trennfugen für Anwendungen mit größeren Anregungskräften. In einer Weiterführung kann auf dieser Basis auch die Modellierung von Dichtungen thematisiert werden.

Wälzlager nehmen als nachgiebiges Verbindungselement im Kraftfluss von Getrieben und im Körperschall-Übertragungsweg eine bedeutende Rolle ein. Am Beispiel zweier Getriebebaugruppen mit Kegelrollenlagern, die auf den verifizierten Einzelbauteil- und Baugruppen-Modellen basieren, werden

diese Verbindungen untersucht. Durch die schrittweise Validierung ist wiederum sichergestellt, dass im Wesentlichen die untersuchten Bauteilverbindungen für Abweichungen zwischen Rechnung und Messung verantwortlich sind.

Die Literatur zeigt, dass die Modellierung der Wälzlager bei MKS-Modellen oft einen deutlich größeren Stellenwert einnimmt als bei FE-Modellen. In dieser Arbeit wird das Nachgiebigkeitsverhalten von Wälzlagern durch linearisierte Steifigkeitsmatrizen vereinfacht beschrieben. Die Matrizen werden im FE-Modell zwischen je zwei Zentralknoten eingebunden, die mit Welle bzw. Gehäuse verbunden sind. Das Modell ist flexibel gegenüber der Veränderung des Betriebspunktes und des Lagertyps, und der Modellierungsaufwand ist gering. Im Vergleich zu üblicherweise verwendeten Lagermodellen wird das Nachgiebigkeitsverhalten deutlich detaillierter abgebildet, insbesondere kann so auch die Kopplung von Freiheitsgraden berücksichtigt werden, die bei den eingesetzten Kegelrollenlagern sehr bedeutsam ist. Die Verifizierung der Modelle erfolgt gezielt bei Eigenfrequenzen, die in einer Sensitivitätsanalyse ermittelt werden. Messungen werden an Getrieben mit stillstehenden Wellen gewonnen, um konstante Betriebsbedingungen und klare Kontaktverhältnisse zu gewährleisten. Trotzdem treten insbesondere bei nicht sehr stark vorgespannten Wälzlagern relativ große Unsicherheiten bei wiederholter Montage auf. Die Gegenüberstellung mit den simulierten Eigenfrequenzen zeigt im Vergleich zu den Untersuchungen der Schraubenverbindungen relativ große Abweichungen, wobei die simulierten Eigenfrequenzen entgegen den Erwartungen aufgrund der getroffenen Annahmen oft zu niedrig liegen. Für die Abweichungen können die Unsicherheiten aus der Messung und der Einfluss der Höhe der Vorspannung nicht verantwortlich gemacht werden. Vielmehr werden die Ursachen in den Steifigkeitskoeffizienten, der ungenau abgebildeten Vorspannrichtung und der Modellierung der Lagereinbindung gesehen. Generell müssen insbesondere bei schwacher Vorspannung und Spielpassung an den Außenringen größere Abweichungen zwischen Rechnung und Messung in Kauf genommen werden.

Wälzlager sind wesentlich komplexere Verbindungselemente als Schraubenverbindungen und damit auch schwieriger modellierbar. Mit den Untersuchungen wird die Entwicklung auf diesem Gebiet vorangetrieben, indem eine vergleichsweise detaillierte Modellierung konkret aufgezeigt und auch die Beschaffung und Einbindung der Steifigkeitskoeffizienten diskutiert werden, was die Anwendung erleichtert. Die Unterschiede zu ideal versteiften Lagern und die Einflüsse der Variation von Steifigkeitskoeffizienten sowie Modell-Annahmen machen den Spielraum bei der Wälzlager-



Modellierung erkennbar und ermöglichen die Einordnung der auftretenden Abweichungen zwischen Simulation und Experiment. Diese liegen im üblichen Bereich solcher Baugruppen und werden auch auf die Modellierung zurückgeführt, weil das komplexe Lagerverhalten letztendlich doch stark vereinfacht abgebildet wird. Noch einfachere Modelle sind meist unflexibel gegenüber den Betriebspunkten, und die Einführung weiterer Parameter zur Vergrößerung der Detaillierungstiefe stellt auch keine Modellierungsalternative dar, weil dadurch weitere unsichere Parameter in Kauf genommen werden, die die Simulationsgüte nicht verbessern. Die Untersuchungen sind nicht nur für die FE-Modellierung von Getriebebaugruppen zur Akustiksimulation sondern auch für die Mehrkörper-Simulation hilfreich, weil dabei auf die gleiche Datenbasis zurückgegriffen wird und ähnliche Annahmen getroffen werden. Die Unsicherheiten bei der Wälzlagermodellierung sind durch die aufgezeigten Vergleiche leichter einschätzbar und sind insbesondere zu beachten, wenn nicht nur vergleichende Berechnungen durchgeführt werden sollen. In weiterführenden Arbeiten kann beispielsweise die Dämpfung von Wälzlagern in anderen Betriebszuständen in das Wälzlagermodell integriert werden.

Mit den Untersuchungen zur Körperschallsimulation wird eine Entscheidungshilfe bei der Bauteilverbindungs-Modellierung für Akustiksimulationen gegeben. Damit können bei ähnlichen Beispielen aufwendige Modellvalidierungen eingespart werden. Ferner wird die in vielen Bereichen anwendbare Methodik zur Modellverifizierung umfangreich thematisiert. Die Ergebnisse der Wälzlager-Modellierung machen deutlich, dass bei kompletten Getriebebaugruppen mit zunehmenden Abweichungen von der Realität zu rechnen ist. Damit müssen auch die Erwartungen an den Abgleich zwischen Rechnung und Messung angepasst werden, und einzelne Untersuchungseinflüsse sind schwerer separierbar. Ein Gesamtmodell mit maximaler Übereinstimmung mit dem realen Getriebe ist für weitere Arbeiten daher kein sinnvolles Ziel. Vielmehr ist die Ausweitung der detaillierten Untersuchung einzelner Modell-Elemente sinnvoll, weil diese wertvolle Anhaltspunkte für die Modellierung von Getrieben liefern. Beispielsweise ist dabei die Abbildung der Getriebe-Einspannungen oder der Einfluss von Schmiermitteln im Getriebe zu nennen. Daneben ist auch die Abbildung von Schwingungsphänomenen, die in der Messung schwer erfasst werden können, eine sinnvolle Weiterführung im Bereich der Körperschallsimulation.

Die Berechnung der Schallabstrahlung wird im letzten Teil der Arbeit behandelt. An den drei von Graf [42] untersuchten, unterschiedlich komplexen

Getriebegehäusen werden auf Basis der dabei erstellten Messungen von Körper- und Luftschall und der hochwertigen FE-Modelle umfangreiche Untersuchungen durchgeführt. Die Ergebnisse des nicht kommerziellen DBEM-Solvers aus [42] werden bei der Auswertung mit einbezogen und durch weitere Ergebnisse eines kommerziellen DBEM-Solvers, der IBEM, der FMBEM und der FEM erweitert. Die Abweichungen zwischen berechnetem und gemessenem Luftschall werden in einem breiten Frequenzbereich unabhängig von der Körperschall-Simulation ermittelt. Die Untersuchungen lassen umfangreiche Schlüsse zu:

- Mit verschiedenen Verfahren können Mittelwerte und Schalldruckverteilungen sehr genau vorausberechnet werden.
- Die Vergleichskennwerte verschiedener Verfahren verlaufen abhängig von der Frequenz sehr ähnlich und unterscheiden sich im Wesentlichen durch die Mittelwerte der Schalldrücke. Mit der FMBEM und der FEM werden diese am besten getroffen.
- Die Auswahl des Verfahrens zur Luftschallsimulation hängt damit stark von anderen Aspekten ab, die umfassend diskutiert werden. Beispielsweise werden Anhaltswerte für die Rechenzeiten aller Verfahren gegeben. Trotz der Ungenauigkeit solcher Aussagen lässt sich feststellen, dass bei diesen Anwendungen die DBEM bei geschlossenen Modellen am besten abschneidet. Bei offenen Strukturen ist die IBEM für kleine und die FMBEM für sehr große Modelle empfehlenswert. Die FEM hat vergleichsweise lange Rechenzeiten, sie überzeugt aber durch die Genauigkeit der Ergebnisse und durch weitere Vorteile bei der Anwendung.
- Die Genauigkeit der Luftschallsimulation nimmt mit zunehmender Komplexität der abstrahlenden Oberflächen ab.
- Mit der Vernachlässigung von Verrippungen bei der Luftschallsimulation kann durch kleinere Modelle sehr viel Rechenzeit eingespart werden. Aus der einschlägigen Literatur ist nicht klar beantwortbar, ob diese Vernachlässigung zulässig ist. Die Ergebnisse des sehr stark verrippten Gehäuses mit berücksichtigten Verrippungen zeigen im Gegensatz zum Modell ohne Rippen eine durchgängige Verbesserung auf. Sie ist im Vergleich zu den gesamten Abweichungen aber gering und steht einer starken Erhöhung der Rechenzeiten gegenüber. Durch den geringen Einfluss solcher Verrippungen beschränkt sich ihr akustisches Optimierungspotenzial damit auf den Körperschall. Das üblicherweise verwendete Frequenzkriterium zur Berücksichtigung von Verrippungen wird in Übereinstimmung mit anderen Arbeiten nicht bestätigt. Durch dieses umfassende Beispiel mit der Auswertung bei 40

Eigenfrequenzen wird der Stand der Technik diesbezüglich erweitert. Im Gegensatz zu den Vermutungen von Graf können nicht berücksichtigte Rippen als wesentliche Ursache für Genauigkeitsverlust bei dem Gehäuse mit komplexen Abstrahlflächen nunmehr ausgeschlossen werden.

- Im Rahmen der Untersuchungen wird nachgewiesen, dass mit der von D’Amico et al. vorgeschlagenen Impedanzdefinition zur Verhinderung fiktiver Resonanzen bei der IBEM bessere Ergebnisse erzielt werden können als mit der klassischen Methode. Damit wird die akustische Modellierung nachweislich verbessert.

Derartige Untersuchungen zur Luftschallsimulation sind in dieser Breite bisher nicht bekannt. Durch die Hinzunahme weiterer Berechnungsverfahren, die erweiterte Auswertung und die detaillierte Überprüfung der messtechnisch optimierten Eingangsdaten werden die Ergebnisse von Graf stark erweitert und qualitativ verbessert. Damit wird eine Hilfestellung bei der schwierigen Wahl des geeigneten Simulationsverfahrens gegeben.

Ein wesentliches Hindernis für die breitere Anwendung der Luftschallsimulation - beispielsweise bei Hochläufen - sind lange Rechenzeiten. Im Bereich der FEM, die bei den Untersuchungen sehr gut abgeschnitten hat, ermöglicht es der Einsatz der PML-Technik, die Elementierung des Fluidraumes um die Struktur herum noch dünner zu gestalten [34]. Eine vom Solver generierte Absorptionsschicht nimmt dabei die Schallwellen vollständig auf, und Schallfeldgrößen außerhalb des vernetzten Gebietes werden mit analytischen Ansätzen berechnet. In Verbindung mit einem iterativen Solver können die Ergebnisse mit vergleichbarer Qualität wesentlich schneller erzeugt werden als beispielsweise mit Infiniten Elementen, Randbedingungen oder auch im Vergleich mit der FMBEM [140]. Für eine Validierung des innerhalb kommerzieller Software verfügbaren Verfahrens können die bisherigen Erkenntnisse in zukünftigen Untersuchungen sehr gut genutzt werden. Alle Eingangsdaten, Netze und Messergebnisse der drei Getriebegehäuse können dafür als optimale Basis weiterverwendet werden. Das trifft ebenso auf die Validierung Akustischer Transferfunktionen (ATF) zu. Sie bilden das Übertragungsverhalten zwischen den einzelnen Schnellen der Strukturoberfläche und dem Schalldruck im Fluid ab und sind damit von den Strukturschwingungen unabhängig [140]. Dadurch kann das Übertragungsverhalten nach einmaliger Rechnung durch Multiplikation zeiteffizient bestimmt werden [34]. In [142] wird die Methode zur Optimierung der Schallabstrahlung eines Getriebegehäuses eingesetzt.

Mit den hier durchgeführten Untersuchungen zur Auralisierung simulierter Geräusche, zur Verbesserung und Erweiterung der Verbindungselemente-Modellierung und zur Optimierung der Schallabstrahlungsberechnung von Strukturen mit komplexen Abstrahlflächen wird ein Beitrag zur fundierten Verbesserung der akustischen Simulation von Fahrzeuggetrieben und ähnlichen Baugruppen geleistet. Simulations-Beispiele aus der Praxis und die Einbindung von Messergebnissen sind dafür unabdingbar. Insgesamt werden die Ziele dieser Arbeit damit erreicht bzw. durch erweiterte Aussagen teilweise übertroffen.

---

## Literaturverzeichnis

- [1] Altair Engineering: User Manual HyperWorks 10. 2009
- [2] Atzler, M.; Pischinger, S.: Erarbeitung objektiver Kennwerte zur Bewertung der Lästigkeit verschiedener impulshaltiger Geräuscharten von Verbrennungsmotoren auf Basis subjektiver Beurteilungen. Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V, Abschlußbericht Vorhaben Nr. 951, Informationstagung Motoren, Bad Neuenahr. 2010
- [3] Avitabile, P.: Modal Space in our own little world; Bolted joints are common in structures. Can the frequency change significantly due to joints? October 2007, SEM Experimental Techniques. 2007
- [4] Babisch, W.: Road traffic noise and cardiovascular risk. Noise Health, 10(38). 2008
- [5] Backhaus, S.-G.: Eine Messstrategie zur Bestimmung des dynamischen Übertragungsverhaltens von Wälzlagern. Dissertation, Technische Universität Clausthal. 2007
- [6] Baier, P.: Schallabstrahlungsberechnung komplexer Strukturen mit akustischen Finiten Elementen. Studienarbeit, Hochschule Ulm, Labor für Strukturmechanik und Akustik. 2010
- [7] Baker, B.; Copson, E.: The mathematical theory of Huygens' principle. Clarendon Press, Oxford. 1950
- [8] Bauser, A.: Rechnerische und Experimentelle Modalanalyse der Gehäusebauteile eines BMW Hinterachsgetriebes. Studienarbeit, Hochschule Ulm, Labor für Strukturmechanik und Akustik. 2008
- [9] Bayliss, A.; Gunzberger, M.; Turkel, E.: Boundary conditions for the numerical solution of elliptic equations in exterior regions. The SIAM Journal on Applied Mathematics, Volume 42. 1982
- [10] Bayliss, A.; Turkel, E.: Radiation boundary conditions for wave-like equations. Communications on Pure and Applied Mathematics, 33. 1980
- [11] Brändlein, J.: Die radiale Federsteifigkeit von Wälzlagern, Linearisierung der Kennlinien. Maschinenmarkt, Würzburg 83 (1977) 61. 1977
- [12] Brändlein, J.; Eschmann, P.; Hasbargen, L.; Weigand, K.: Ball and Roller Bearings, Theory, Design and Application. 3rd Edition, John Wiley & Sons. 1999

- 
- [13] Breuer, M.: Programm zur Berechnung der (Wälz-) Lagersteifigkeit. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Vorhaben Lagersteifigkeiten, Nr. 184, Forschungsheft 375. 1993
- [14] Breuer, M.: Theoretische und experimentelle Bestimmung der Wälzlagersteifigkeit. Dissertation, Universität Hannover. 1994
- [15] Brüel & Kjaer Sound & Vibration Measurement A/S: User Manual Ideas Test, Version 6.1. Denmark. 2010
- [16] Bubenhausen, H.: Berechnung von Schraubenverbindungen im Automobilbau. Fachtagung Schraubenverbindungen, VDI Bericht Nr. 1903. 2005
- [17] Bulach, C.; Goebel, U.: Auralisierung der Ergebnisse von Schallabstrahlungsberechnungen. Studienarbeit, Hochschule Ulm, Labor für Strukturdynamik und Akustik. 2009
- [18] Burton, A.J.; Miller, G.F.: The Application of Integral Equation Methods of the Numerical Solution of some Exterior Boundary-Value Problems. Mathematical and Physical Sciences, Volume 323. 1995
- [19] Cremers, L.; Fyfe, K.R.; Coyette, J.P.: A Variable Order Infinite Acoustic Wave Envelope Element. Journal of Sound and Vibration 171. 1994
- [20] D'Amico, R.; Pratellesi, A.; Pierini, M.; Tournour, M.: Efficient method to avoid fictitious eigenvalues for indirect BEM. Conference Proceedings ISMA 2010, Leuven, Belgium. 2010
- [21] D'Amico, R.; Pratellesi, A.; Pierini, M.; Tournour, M.: Mitigation of the non-uniqueness problem for the indirect boundary element method. Recent Advances in Structural Dynamics Conference (RASD2010), Southampton, England. 2010
- [22] Decker, K.-H.: Maschinenelemente, Funktion, Gestaltung und Berechnung. 15. Auflage, Carl Hanser Verlag München Wien. 2004
- [23] Degtiarev, A.: Dynamic simulation of rotors supported by rolling bearings. SimPEP Kongress, Würzburg. 2007
- [24] Dreyer, D.; Petersen, S.; Estorff, O. v.: Effectiveness and Robustness of Improved Infinite Elements for Exterior Acoustics. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering 195. 2006
- [25] Eisele, G.; Wolff, K.; Wittler, M.; Abtahi, R.; Pischinger, S.: Acoustic of Hybrid Vehicles. 6th International Styrian Noise, Vibration & Harshness Congress, Graz, Austria. 2010
- [26] Ewins, D. J.: Modal Testing. RSP Research Studies Press LTD, Baldock, England. 2000
-

- 
- [27] Fahy, F.; Walker, J.: Fundamentals of Noise and Vibration. 3. Auflage, Spon. 1998
- [28] Falkenberger, S.; Wahl, F.: Berechnung der Schallabstrahlung eines Hinterachsgetriebes zur Auralisierung der Ergebnisse in einer Flexiblen Audiovisuellen Stereo-Projektionseinrichtung. Diplomarbeit, Hochschule Ulm, Labor für Strukturmechanik und Akustik. 2008
- [29] Feickert, W.: Remarks in the modelling of bolt connections in finite element models. NAFEMS Seminar Modelling of Assemblies and Joints for FE Analyses, Wiesbaden. 2002
- [30] Fischer, M.: The Fast Multipole Boundary Element Method and its Application to Structure-Acoustic Field Interaction. Dissertation, Universität Stuttgart. 2004
- [31] Forbig, F.; Smetana, T.; Leidich, E.; Lori, W.: Numerische Simulation exzentrisch belasteter Mehrschraubenverbindungen am Beispiel eines zweiteiligen Kegelrades. Fachtagung Schraubenverbindungen, VDI Bericht Nr. 1644. 2001
- [32] Gaul, L.; Nitsche, R.: The role of friction in mechanical joints. ASME, Applied Mechanics Reviews, Volume 54, Issue 2. 2001
- [33] Gebhardt, C.: Produktentwicklung mit (FE-) Methode, Teil 2, FEM-Simulationen bei Verbindungselementen. Sonderteil Konstruktion 04/2010. 2010
- [34] Genuit, K.: Sound-Engineering im Automobilbereich, Methoden zur Messung und Auswertung von Geräuschen und Schwingungen. 1. Auflage, Springer, Berlin. 2010
- [35] Genzo, A.; Sextro, W.; Panning, L.: Schwingungsverhalten elastischer Körper mit nichtlinearen Kopplungen in ausgedehnten Reibkontakten. Fachtagung Nichtlineare Schwingungen, VDI Bericht Nr. 2022. 2007
- [36] Gerteiser, S.: Dynamische Simulation von Mehrschraubenverbindungen unter Beachtung von Nichtlinearitäten im Kontaktbereich. Diplomarbeit, Hochschule Ulm, Labor für Strukturmechanik und Akustik. 2008
- [37] Giljohann, D.: Finite-Elemente-Methoden für die Schallabstrahlung ins Freifeld. Dissertation, Technische Hochschule Darmstadt. 1996.
- [38] Golbach, H.: Integriertes nichtlineares FE-Modul zur Wälzlageranalyse. INA-Sonderdruck aus „Proceedings of NAFEMS WORLD CONGRESS '99 on Effective Engineering Analysis“, Volume 2, Newport, Rhode Island, USA. 1999
-

- 
- [39] Gold, P.; Schelenz, R.; Fechner, J.; Pischinger, S.; Pilatz, C., Steffens, C.: Akustische Untersuchungen im Gesamtsystem Verbrennungsmotor-Getriebe. *Motortechnische Zeitung* 12/2003. 2003
- [40] Govers, Y.; Link, M.: Modellvalidierung mit stochastischen Parametern anhand unscharfer Modaldaten. *Fachtagung Schwingungsanalyse & Identifikation*, VDI-Bericht Nr. 2093. 2010
- [41] Govers, Y.; Link, M.: Stochastic model updating of an aircraft like structure by parameter covariance matrix adjustment. *Conference Proceedings ISMA 2010*. Leuven, Belgium. 2010
- [42] Graf, B.: Validierung von Methoden zur Berechnung und Reduzierung der Schallabstrahlung von Getriebegehäusen. *Dissertation*, TU Ilmenau. 2007
- [43] Gustafsson, M.; Jacqmot, J.; Caro, S.: Experimental Validation of an Efficient Procedure for Large Acoustic Radiation Problems. *Conference Proceedings ISMA 2010*, Leuven, Belgium. 2010
- [44] Hallez, R.; De Langhe, K.: Solving large industrial acoustic models with the fast multipole method. *Proceedings of the Sixteenth International Congress on Sound and Vibration*, Krakow, Poland. 2009
- [45] Harlacher, D.: Schallabstrahlungsberechnung von Getriebegehäusen mit der indirekten BEM. *Master-Projektarbeit*, Hochschule Ulm, Labor für Strukturmechanik und Akustik. 2011
- [46] Harris, T. A.; Kotzalas, M. N.: *Essential Concepts of Bearing Technology*. Rolling Bearing Analysis, Fifth Edition; CRC Press, USA. 2006
- [47] Helfrich, R.; Pflieger, I.: Simulation und Optimierung von Bauteilverbindungen. *NAFEMS Magazin* 3/2010. 2010
- [48] Henn H.; Sinamari, Gh. R.; Fallen, M.: *Ingenierakustik*. Vieweg+Teubner, 4. Auflage. 2008
- [49] Herrin, D. W.; Wu, T. W.; Seybert A. F.: Practical Issues regarding the use of the Finite and Boundary Element Methods for Acoustics. *Building Acoustics*, Volume 10, Number 4. 2003
- [50] Höhne, G.; Husung, S.; Lotter, E.; Weber, C.: Virtuelle Produktentwicklung unter Nutzung eines audiovisuellen VR-Systems. *Konstruktion* 10/ 2009. 2009
- [51] Hoppermanns, J.; Pischinger, S.: Erarbeitung objektiver Kennwerte zur Bewertung der Lästigkeit verschiedener Geräuscharten von Verbrennungsmotoren auf Basis subjektiver Beurteilungen. *Forschungsvereinigung*
-



---

Verbrennungskraftmaschinen e.V., Vorhaben Nr. 841, Informationstagung Motoren, Würzburg. 2006

[52] Houpert, L.: A uniform analytical approach for ball and roller bearing calculations. ASME Journal of Tribology, Vol. 119. 1997

[53] Husung, S.; Metag, S.; Weber, C.; Höhne, G.; Krömker, H.: Repräsentation akustischer Produkteigenschaften in virtuellen Umgebungen. Proceedings 11. IFF-Wissenschaftstage, Magdeburg. 2008

[54] Husung, S.; Neher, J.; Gramstat, S.; Weber, C.; Wender, B.; Augsburg, K.: Auralisierung simulierter akustischer Eigenschaften eines Hinterachsgetriebes unter Nutzung von VR. 8. Paderborner Workshop Augmented & Virtual Reality in der Produktentstehung. 2009

[55] Ihlenburg, F.: Finite Element Analysis of Acoustic Scattering. 1. Auflage, Springer, Berlin. 1998

[56] Intes GmbH: PERMAS User Reference Manual. Version 13, Intes Publication No. 450, Stuttgart. 2010

[57] Irretier, H.: Grundlagen der Schwingungstechnik 2, Systeme mit mehreren Freiheitsgraden, kontinuierliche Systeme. Vieweg-Verlag, Braunschweig/Wiesbaden. 2001

[58] Jakel, R.: Numerische Analyse von Schraubenverbindungen bei direkter Lasteinleitung in den Schraubenkopf. Fachtagung Schraubenverbindungen, Berechnung, Gestaltung, Anwendung, VDI-Berichte Nr. 1903, Dresden. 2005

[59] Junginger, K.: Rechnerische und Experimentelle Modalanalyse an prinzipiellen und realen Getriebegehäusen. Diplomarbeit, Hochschule Ulm, Labor für Strukturmechanik und Akustik. 2006

[60] Kaltenbacher, M.: Numerical Simulation of Mechatronic Sensors and Actuators. Springer, Berlin. 2007

[61] Kessler, K.; Träbing, C.; Landfester, A.: Strukturdynamisch-elastohydrodynamische Kopplung des Systems Kurbelgehäuse-Kurbelwelle-Kolben-Zylinder zur Ermittlung körperschallrelevanter Anregungs- und Abstrahlmechanismen durch rechnergestützte Simulation. Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V., Forschungsheft 729, Frankfurt a. Main. 2001

[62] KISSsoft AG: Benutzerhandbuch Berechnungsprogramme für den Maschinenbau. Release 04/2010, [www.KISSsoft.ch](http://www.KISSsoft.ch). Hombrechtikon, Schweiz. 2010

- 
- [63] Klein, K.: Finite Element Modelling of Bolted Joints. NAFEMS Seminar Modelling of Assemblies and Joints for FE Analyses, Wiesbaden. 2002
- [64] Klemenz, M.; von Estorff, O.; Heckl, M.: Schallabstrahlung eines Katalysators mit der BEM und dem Rayleigh-Verfahren. DAGA 95, Saarbrücken. 1995
- [65] Knöbel, S.: Korrelation von Experimenteller und Rechnerischer Modalanalyse. Studienarbeit, Hochschule Ulm, Labor für Strukturmechanik und Akustik. 2006
- [66] Knödler, S.: Lineare Simulation von Schraubenverbindungen an einer Gehäuse-Baugruppe. Diplomarbeit, Hochschule Ulm, Labor für Strukturmechanik und Akustik. 2006
- [67] Koch, O.; Plank, R.; Weber, J.: Wälzlageroptimierung durch dreidimensionale dynamische Simulation. Fachtagung Gleit- und Wälzlagerungen, Gestaltung, Berechnung und Einsatz, VDI-Berichte Nr. 2069, Wiesloch. 2009
- [68] Kollmann, F. G.; Angert, R.; Schösser, T. F.: Praktische Maschinenakustik. Springer, Berlin. 2005
- [69] Kronenberger, A.: Schwingungsverhalten einer Lavalwelle mit Wälzlagern. Werkstattstechnik online, Heft 1/2. 2002
- [70] Kruk, S.: Valid frequency range for Fast Multipole BEM computations. Technical Memorandum, LMS International. 2010
- [71] Krull, F.-D.; Lenssen, S.; Degtiarev, A.; Ribbentrop, A.; Schemmert, S.: Dynamic coherences in drivetrains and main components of wind turbines. VDE/VDI-Tagung Elektrisch-mechanische Antriebssysteme, Innovationen, Trends, Mechatronik, ETG Fachbericht 113, 3, Böblingen. 2008
- [72] Kuhn, P.: Einbindung von akustischen finiten Elementen in den Prozess der Schallabstrahlungsberechnung am Beispiel eines Kugelstrahlers 0. Ordnung. Studienarbeit, Hochschule Ulm, Labor für Strukturmechanik und Akustik. 2009
- [73] Kuhn, P.; Schleifer, B.: Durchführung von Druckmessungen in den Trennfugen von Getriebegehäusen. Projektarbeit, Hochschule Ulm, Labor für Strukturmechanik und Akustik. 2008
- [74] Lange, H.; Lori, W.: Numerische Analyse der Spannungsverteilung in der Trennfuge von Schraubenverbindungen. Fachtagung Schraubenverbindung – Berechnung, Gestaltung, Anwendung. VDI-Bericht Nr. 1644, Würzburg. 2001
-

- 
- [75] Laus, M.: Ein Modell zur Berechnung von Steifigkeitskennlinien von Wälzlagern und seine Realisierung als C++ Programm. Diplomarbeit, Universität Linz, Institut für Mechanik und Maschinenlehre. 2001
- [76] Lenssen, S.; Degtiarev, A.; Godau, R.; Kohlhepp, M.; Krull, F.; Schemmert, S.; Hambrecht, R.; Ribbentropp, A.: Durchgängige Prozesse zur Simulation komplexer mechatronischer Systeme am Beispiel einer Windenergieanlage. Dresdner Maschinenelemente Kolloquium 2009, Dresden. 2009
- [77] Lienau, W.: Flange analysis of horizontally split pump case. NAFEMS Seminar Modelling of Assemblies and Joints for FE Analyses, Wiesbaden. 2002
- [78] LMS International: User Manual Virtual.Lab Rev 8B-SL2. 2009
- [79] Maia, N. M. M.; Silva, J. M. M.: Theoretical and Experimental Modal Analysis. SRP Research Studies Press Ltd.. 1998
- [80] Mandt, D.: Entwicklungsprozess hinsichtlich des akustischen Verhaltens von Antrieben am Beispiel von Schienenfahrzeugen. Fachtagung Maschinenakustik, VDI-Berichte Nr. 2118, Leonberg. 2010
- [81] Marinković, D.; Zehn, M. W.: Geometric Stiffness Matrix in Modal Space for Multibody Analysis of Flexible Bodies with Moderate Deformations. Conference Proceedings ISMA 2010, Leuven, Belgium. 2010
- [82] Markiewicz, M.; Estorff, O. v.: Berechnung der Schallabstrahlung vom Motor-Getriebe-Verband. 3. Symposium Motor- und Aggregateakustik, Magdeburg. 2007
- [83] Markiewicz, M.; Zaleski, O.; von Estorff, O.: Vorhersage und Analyse des Lärmpegels am Bedienerplatz mobiler Maschinen. Fachtagung Maschinenakustik, VDI-Bericht Nr. 2052, Böblingen. 2008
- [84] Mihaylova, P.; Baldanzini, N.; Prates, A.; Pierini, M.: On the improvement of concept modeling of joints within simplified finite element models with application to structural dynamics. Conference Proceedings ISMA 2010, Leuven, Belgium. 2010
- [85] Moyne, S. Le; Tebec, J. -L.; Tawfiq, I.: Acoustical influence of stiffeners on acoustic radiation of plates. Mechanical Systems and Signal Processing, Volume 19, Issue 1. 2005
- [86] Moyne, S. Le; Tebec, J.L.: Ribs effects in acoustic radiation of a gearbox, their modelling in a boundary element method. Applied Acoustics, Band 63, Heft 2. 2002
-

- 
- [87] Müller, B.: Einsatz der Simulation zur Pulsations- und Geräuschminderung hydraulischer Anlagen. Dissertation, RWTH Aachen. 2002
- [88] Müller, G.; Groth, C.: FEM für Praktiker, Band 1: Grundlagen. Expert Verlag, Renningen. 2000
- [89] N. N., DIN 26281: Wälzlager, Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer, Berechnung der modifizierten nominellen Referenz-Lebensdauer für Wälzlager. 2010
- [90] N. N., DIN ISO 281, Beiblatt 4: Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer, Verfahren zur Berechnung der modifizierten Referenz-Lebensdauer für allgemein belastete Wälzlager. 2003
- [91] N. N., Landesanstalt für Umwelt, Messungen und Naturschutz Baden-Württemberg: Straßenlärm. <http://www.lubw.baden-wuerttemberg.de>, 1.3.2011. 2011
- [92] N. N., LMS International: Multipole BEM (Boundary Element Method): A future-proof solution for the acoustic engineering capacity dilemma. Informationsbroschüre. 2008
- [93] N. N., LMS International: Significant reduction of engine acoustic analysis time. LMS News. 2003
- [94] N. N., MAN SE: Keeping traffic flowing, Transport efficiency to 2030. Pressemitteilung MAN SE 8.12.2010, Studie Economist Intelligence Unit. 2010
- [95] N. N., Romax Technology Ltd.: RomaxNVH, the complete simulation environment for noise, vibration and harshness of transmission systems. Produktbroschüre Februar 2009, [www.romaxtech.com](http://www.romaxtech.com), Nottingham, UK. 2009
- [96] N. N., VDI 2230, Blatt 1: Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen, zylindrische Einschraubenverbindungen. 2003
- [97] N. N., World Health Organisation: Burden of disease from environmental noise. Publikation, Bonn. 2011
- [98] N.N.: Droht uns ein Verkehrsinfarkt? Die Bundesregierung, Magazin für Verbraucher, Nr: 007 05/ 2009. 2009
- [99] N.N.: FVV-Forschungsvorhaben „Störgeräusch“, Beurteilung und Katalogisierung von Störgeräuschen bei Verbrennungsmotoren. Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V., Heft 746. 2001
- [100] Naunheimer, H.; Bertsche, B.; Lechner, G.: Fahrzeuggetriebe, Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion. 2. Auflage, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg. 2007
-

- 
- [101] Neher J., Wender, B.: Modelling of bolted joints for the simulation of the sound radiation. Proceedings of the Sixteenth International Congress on Sound and Vibration, Krakow, Poland. 2009
- [102] Neher J., Wender, B.: Simulated Gearbox Noise. Conference Proceedings NVC 2010, Putrajaya, Malaysia. 2010
- [103] Neher J., Wender, B.: Validated modelling of joints for the sound radiation simulation of gearboxes. Conference Proceedings ISMA 2010, Leuven, Belgium. 2010
- [104] Netzmann, H.; Hanss, M.; Gaul, L.: Application of Selected Uncertainty Analysis Methods to NVH Development of Motorcycle Engines. Conference Proceedings ISMA 2010, Leuven, Belgium. 2010
- [105] Niemann G., Winter H., Höhn B.-R., Maschinenelemente 1: Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen. 4. Auflage, Springer, Berlin. 2005
- [106] Nussmann, C.; Steffens, C.; Atzler, M.: Modern Tools and Methods for Low Noise Engine Development. Conference Proceedings ISMA 2010, Leuven, Belgium. 2010
- [107] Ophey, L.; Weck, M.: Experimentelle und theoretische Bestimmung der Dämpfungs- und Steifigkeitseigenschaften von Fügstellen. Fachtagung Dämpfung bei Maschinen und Bauwerken, VDI-Bericht Nr. 627, Nürnberg. 1987
- [108] Pflüger, M.; Brandl, F.; Bernhard, U.; Feitzelmayer, K.: Fahrzeugakustik. Springer, 1. Auflage. 2009
- [109] Pischinger, S.: Vorlesungsumdruck Verbrennungskraftmaschinen II. RWTH Aachen, 27. Auflage. 2010
- [110] Pischinger, S.; Abtahi, R.: Betrachtung der Akustik und des Schwingungsverhaltens verschiedener hybrider Antriebsstränge im Hinblick auf das tieffrequente Gesamtfahrzeugverhalten im Frequenzbereich 0 - 250 Hz. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V, Abschlussbericht Vorhaben Nr. 530/ I, Informationstagung Motoren, Bad Neuenahr. 2009
- [111] Pischinger, S.; Kochanowski, H. A.; Steffens, C.; Sonnen, S.; Atzler, M.: Akustische Auslegung von Wälzlagern im Kurbeltrieb. Motortechnische Zeitschrift 3/2009. 2009
- [112] Pischinger, S.; Pilath, C.: Entwicklung eines rechnergestützten Verfahrens zur akustischen Optimierung von Dichtungen zwischen Motorstruktur und Anbauteilen. 6. Internationales Stuttgarter Symposium, Stuttgart. 2005
-

- 
- [113] Raabe, M.: Moderne Wellenberechnung unter Berücksichtigung nicht-linearer Effekte aus der Wälzlagerinnengeometrie. Dresdner Maschinenelemente Kolloquium, Dresden. 2007
- [114] Riemann, D; Nettelbeck, C.; Sottek, R.: Hybrider Ansatz zur interaktiven Auralisierung des Antriebsstrangs mittels gemessener und berechneter Anregungsdaten. DAGA 2006, Braunschweig. 2006
- [115] Sarfert, J.: Berechnung und Simulation in der Wälzlagertechnik. INA Sonderdruck aus Konstruktion, Spezial Antriebstechnik, 04/ 2002, Springer VDI Verlag Düsseldorf. 2002
- [116] Schaeffler Technologies GmbH & Co. KG: Kompetenz in Lagertechnik und Service für Windenergieanlagen 03/ 2010, Schweinfurt. 2010
- [117] Schedel, M.: Abgleich von Test- und Simulationsdaten einer Getriebebaugruppe mit Wälzlagern. Studienarbeit, Hochschule Ulm, Labor für Strukturmeechanik und Akustik. 2009
- [118] Schedlinski, C.: Anwendung eines Verfahrens zur computerunterstützten Modellanpassung auf das Finite Elemente Modell einer Flugzeugtriebwerkskomponente. FEM-Kongress, Konferenzband XXV, Baden-Baden. 1998
- [119] Schedlinski, C.: Computerunterstützte Modellanpassung rotations-symmetrischer Systeme. VDI-Schwingungstagung 2004, VDI-Bericht Nr. 1825, Wiesloch. 2004
- [120] Schedlinski, C.; Dufour, K.H.; Paysan, G.: Anwendung einer Strategie zur Validierung komplexer Finite Elemente Modelle auf das Gesamtmodell eines modernen Flugzeugtriebwerks. Fachtagung Schwingungsanalyse und Identifikation, VDI-Berichte Nr. 2093, Leonberg. 2010
- [121] Schedlinski, C.; Lär, B.; Genzo, A.: Modellierung der Flanschverbindung von Verbrennungsmotorkomponenten unter Berücksichtigung von Mikroschlupf. Fachtagung Schwingungsdämpfung, VDI Bericht Nr. 2003. 2007
- [122] Schedlinski, C.; Seeber, I.: Computergestützte Modellanpassung von Finite Elemente Modellen industrieller Größenordnung. MSC Anwenderkonferenz, Weimar. 1999
- [123] Scheffold, D.: Untersuchung von Schwingungsmodellen mit Zustandsvektoren. Studienarbeit, Hochschule Ulm, Dynamiklabor. 2009
- [124] Schenck H.A.: Improved integral formulation for acoustic radiation problems. The Journal of the Acoustic Society of America, Volume 44. 1968
-

- 
- [125] Schlecht, B.; Rosenlöcher, T.; Schulze, T.: Möglichkeiten zur Untersuchung des dynamischen Verhaltens von Antriebssträngen in Windenergieanlagen mit Hilfe der Mehrkörpersystem-Simulation und der Finiten-Elemente-Methode. Fachtagung Schwingungen in Windenergieanlagen 2010, VDI-Bericht Nr. 2088, Hannover. 2010
- [126] Schmidt, A.; Bograd, S.; Gaul, L.: Experimentelle Ermittlung von Kennwerten zur Werkstoff- und Fügestellendämpfung sowie deren Berücksichtigung in Finite-Elemente-Berechnungen. Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V., Vorhaben Nr. 877, Heft R 541. 2008
- [127] Schmidt, A.; Bograd, S.; Gaul, L.: Modellierung von Werkstoff- und Fügestellendämpfung in der FEM. Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V., Zwischenbericht Vorhaben Nr. 984. Informationstagung Motoren, Bad Neuenahr. 2010
- [128] Seibold, J.: Experimentelle und rechnerische Geräuschuntersuchungen an einer Getriebebaugruppe (DIWA.5). Bachelorarbeit, Hochschule Ulm, Labor für Strukturmechanik und Akustik. 2010
- [129] Seibold, J.: Experimentelle Untersuchungen zum dynamischen Übertragungsverhalten von Wälzlagern. Studienarbeit, Hochschule Ulm, Labor für Strukturmechanik und Akustik. 2009
- [130] Silva, J.M.M.; Maia, N.M.M.: Modal Analysis and Testing. Kluwer Academic Publishers. 1998
- [131] Song, Y.; Tylee-Birdsall, A.; Roeloffzen, E.: Modelling and Analysis of a Modern Automatic Transmission Gearbox. Proceedings of NAFEMS World Congress. 2005
- [132] Sonnen, S.; Pischinger, S.: Erforschung des Geräuscheinflusses von Wälzlagern als Kurbelwellen-Grundlager. Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V., Abschlußbericht Vorhaben Nr. 881, Heft 880-2008. 2008
- [133] Sonneveld, P., Wesseling, P., Zeeuw, P.H.: Multigrid and conjugate gradient methods as convergence acceleration techniques. Multigrid methods for integral and differential equations. Clarendon Press, Oxford. 1985
- [134] Steffens, C. S.: Anregungsvorgänge und Körperschallflüsse im Gesamtsystem Motor-Getriebe. Dissertation, RWTH Aachen. 2000
- [135] Suzuki, S.; Imai, M.; Ishiyama, S.: Boundary Element Analysis of Structural-Acoustic Problems. Proceedings of 6<sup>th</sup> Conference on BEM, Southampton. 1984
-

- 
- [136] Tanaka, E.; Houjoh, H.; Mutoh, D.; Motoshiromizu, H.; Ohno, K.; Tanaka, N.: Vibration and sound-radiation analysis for designing a low-noise gearbox with a multi-stage helical gear system. JSME, Serie C, Band 46, Heft 3. 2003
- [137] Trechow, P.: Autoindustrie präpariert sich für Rekordjahr 2011. VDI-Nachrichten, 10.12.2010. 2010
- [138] Uhrig, R.: Steifigkeits- und Nachgiebigkeitsmatrizen zur Lösung von Balkenproblemen. Der Stahlbau 32. 1963
- [139] Urban, W.; Litfin, O.: Rechnerische und Experimentelle Modalanalyse von Baugruppen mit Mehrschraubenverbindungen. Studienarbeit, Hochschule Ulm, Labor für Strukturmechanik und Akustik. 2008
- [140] Vansant, K.; Hallez, R.; Bériot, H.; Tournour, M.; Massa, G.; Donders, S.; Van der Auweraer, H.: Simulating acoustic engine performance over a broad frequency range. Symposium on International Automotive Technology. 2011
- [141] Vesselinov, V.; Weber, J.; Hahn, T.: Wälzlagerkennfelder für MKS-Programme. Antriebstechnisches Kolloquium 2007, Aachen. 2007
- [142] von Estorff, O.; Markiewicz, M.; May, R.; Zaleski, O.: Optimierung der Schallabstrahlung eines Pkw-Getriebes. 32. Tagung der Arbeitsgemeinschaft für Akustik, Braunschweig. 2006
- [143] von Werne, D.; Hendricx, W.: Accurate turbine modelling at component and assembly level for durability and acoustic analysis. Fachtagung Schwingungen in Windenergieanlagen 2010, VDI-Bericht Nr. 2088, Hannover. 2010
- [144] Weber, C.; Höhne, G.; Husung, S.; Augsburg, K.; Gramstat, S.: Sound-Design und Maschinenakustik in der Virtuellen Realität. Industrie-Management, Band 26. 2010
- [145] Wender, B.: Erarbeitung von Richtlinien für die Gestaltung schallarmer Fahrzeug-Getriebegehäuse. FHU – Forschungsreport 1996-1999. 2002
- [146] Wender, B.: Lärmarme Fahrzeuggetriebe, auch eine Frage der Gehäusegestaltung?! Horizonte Nr.17, 11/2000. 2000
- [147] Wender, B.: Untersuchungen zur Gehäusegestaltung für lärmarme Zahnradgetriebe. Konstruktion 6-2002. 2002
- [148] Wender, B.: Untersuchungen zur Geräuschabstrahlung von "Prinzip-Getriebegehäusen" mit Versteifungsrippen. Konstruktion 50, Heft 10. 1998
-



- 
- [149] Wender, B.; Kelkel, K.: Systematische Berechnung von Schraubenverbindungen an Getriebegehäusen mit Finiten Elementen. 5. Internationaler Kongress Berechnung im Automobilbau, Würzburg, VDI Bericht Nr. 816. 1990
- [150] Wender, B.; Kelkel, K.; Weber, W.: Berechnung der Schallabstrahlung von Getriebegehäusen durch Kopplung von Finite-Element- und Boundary-Element-Methoden. 6. Internationaler Kongress Berechnung im Automobilbau, VDI Bericht Nr. 1007, Würzburg. 1992
- [151] Wiche, E.: Radiale Federung von Wälzlager bei beliebiger Lagerluft. Konstruktion 19, Heft 5. 1967
- [152] Wißbrock, H.: Untersuchungen zur Fugendämpfung zusammengesetzter Bauteile. Dissertation, Universität Hannover. 1985
- [153] Witt, W.: Ermittlung von Wälzlagersteifigkeiten mit KissSoft. Studienarbeit, Hochschule Ulm, Labor für Strukturmechanik und Akustik. 2011
- [154] Wuttke, U.; Pyttel, B.; Berger, Chr.: Bewertung von Schraubenverbindungen mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode. Konstruktion 1/2-2009. 2009
- [155] Zaleski, O., von Estorff, O., Markiewicz, M. & L., M (2008). Zur numerischen Simulation des Zuschlaggeräusches einer Fahrzeugtür. 34. Deutsche Jahrestagung für Akustik, Dresden. 2008
- [156] Zaleski, O.: Verfahren zur Aufwandsreduzierung bei der Berechnung der Schallabstrahlung von Strukturen. Dissertation, TU Hamburg-Harburg. 2008
- [157] Zaleski, O.; von Karstedt, W.; von Estorff, O.: Zur Modellierung mit Boundary Elementen und Finiten Elementen bei Schallabstrahlungsberechnungen. 1. Deutschsprachige Anwender-Konferenz SYSNOISE, Bühlerhöhe. 1999
- [158] Zehe, M.: Schallabstrahlungsberechnungen mit der indirekten Randelement-Methode unter Einsatz von LMS Virtual.Lab. Studienarbeit, Hochschule Ulm, Labor für Strukturmechanik und Akustik. 2010
- [159] Zeller, P.: Handbuch Fahrzeugakustik: Grundlagen, Auslegung, Berechnung, Versuch. Vieweg+Teubner, 1. Auflage. 2009
-